

В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко



НАЛИВАЙКО
Василь Степанович

Професор кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння» Машинобудівного інституту Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.

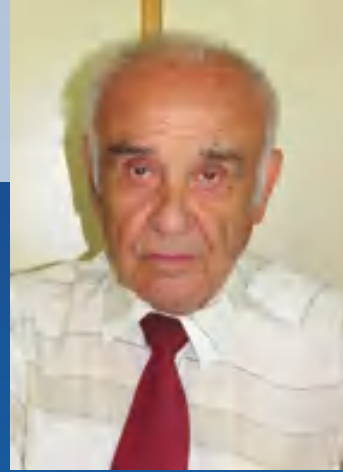
Народився в 1943 р. Закінчив Миколаївський кораблебудівний інститут в 1967 р. Кандидат технічних наук, відмінник освіти України. Автор 145 наукових та методичних праць, у тому числі підручника «Судовые двигатели внутреннего сгорания», 28 навчальних посібників та методичних вказівок, 9 авторських свідоцтв та патентів на винаходи.



ТИМОШЕВСЬКИЙ
Борис Георгійович

Завідуючий кафедрою «Двигуни внутрішнього згоряння» Машинобудівного інституту Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.

Народився в 1947 р. Закінчив Миколаївський кораблебудівний інститут в 1971 р. Доктор технічних наук, професор, академік Академії наук суднобудування України, а також академік Всесвітньої Академії інженерії та технологій, член Національної ради з машинобудування, відмінник освіти України. Автор 173 наукових та методичних праць, в тому числі 7 монографій, 23 навчальних посібників та методичних вказівок, 31 авторського свідоцтва та патентів на винаходи.



ТКАЧЕНКО
Станіслав Григорович

Доцент Херсонської філії Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.

Народився в 1937 р. Закінчив Миколаївський кораблебудівний інститут в 1961 р. Доцент, кандидат технічних наук. Автор 103 наукових та методичних праць, у тому числі 24 навчальних посібників та методичних вказівок, 4 авторських свідоцтв та патентів на винаходи.

СУДНОВІ ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

В. С. Наливайко
Б. Г. Тимошевський
С. Г. Ткаченко

СУДНОВІ ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ



Миколаїв • 2015

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко

СУДНОВІ ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Підручник

*Затверджено Міністерством освіти і науки України
як підручник для студентів вищих навчальних закладів, що навчаються
за спеціальностями «Суднові енергетичні установки та устаткування»
і «Двигуни внутрішнього згоряння»*

Миколаїв
Видавець Торубара В. В.
2015

УДК 621.431.74

ББК 31.365

С 89

Авторський колектив:

В. С. Наливайко, канд. техн. наук, професор;

Б. Г. Тимошевський, д-р техн. наук, професор;

С. Г. Ткаченко, канд. техн. наук, доцент

Рецензенти:

С. І. Сербін, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри «Турбіни» Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова;

О. С. Каіров, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри технології суднового машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова;

Г. Ф. Романовський, заслужений діяч науки та техніки України, д-р техн. наук, професор кафедри «Турбіни» Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

Затверджено Міністерством освіти і науки України

як підручник для студентів вищих навчальних закладів,

лист № 1/11 – 6359 від 30.04.2015 р.

Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. — Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. — 332 с.

ISBN 978-966-97484-6-1

У підручнику викладені основи конструкції суднових ДВЗ, систем, які їх обслуговують, загальні принципи їх роботи, цикли та показники, теплопередача та тепло напруженість, а також характеристики та режими роботи, основи кінематики та динаміки, основи проектування та екологічні проблеми. Значна увага приділена основам технічної експлуатації суднових ДВЗ.

Підручник призначений для студентів спеціальностей «Суднові енергетичні установки та устаткування» і «Двигуни внутрішнього згоряння». Він може бути корисним викладачам, аспірантам, інженерам, які працюють у галузі створення, дослідження та експлуатації СДВЗ.

УДК 621.431.74

ББК 31.365

The textbook laid the foundations of ship marine ICE design, servicing systems, the general principles of the operation cycles and performance, heat transfer and heat stress, as well as features and modes, fundamentals of kinematics and dynamics, fundamentals of design and environmental issues. Considerable attention is paid based on the technical operation of the marine ICE.

The textbook is designed for students of “Ship Power Plants and Equipment” and “Internal Combustion Engines” skills. It can be used to teachers, graduate students, and engineers working in the field of creation, exploration and exploitation marine ICE.

ISBN 978-966-97484-6-1

© Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г., 2015

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	5	5. РОЗРАХУНКОВИЙ ЦИКЛ	
Основні скорочення	6	СУДНОВИХ ДВЗ	113
Основні позначення	7	5.1 Загальні положення	113
1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО СУДНОВІ		5.2 Процес наповнення	114
ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ		5.3 Процес стиснення	118
(СДВЗ)	9	5.4 Процес згоряння	122
1.1 Класифікація суднових ДВЗ	11	5.5 Процес розширення	132
1.2 Позначення суднових ДВЗ		5.6 Процес випуску	135
за Держстандартом та їх маркування	13	<i>Завдання та запитання для самоконтролю</i>	138
1.3 Схема роботи суднових ДВЗ	14	6. ПОКАЗНИКИ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВЗ	
1.4 Термодинамічні основи роботи		І ДВИГУНА В ЦІЛОМУ	139
суднових ДВЗ	25	6.1 Індикаторні показники	139
<i>Завдання та запитання для самоконтролю</i>	32	6.2 Механічні втрати в двигунах	143
2. КОНСТРУКЦІЯ СУДНОВИХ ДВЗ	33	6.3 Ефективні показники суднових ДВЗ	145
2.1 Остов двигуна	33	6.4 Розрахунок і побудова теоретичної	
2.2 Кривошипно-шатунний механізм	46	індикаторної діаграми	147
2.3 Механізм газорозподілу	58	6.5 Зовнішній тепловий баланс ДВЗ	149
<i>Завдання та запитання для самоконтролю</i>	64	6.6 Методи зменшення теплових витрат	
3. СИСТЕМИ СУДНОВИХ ДВЗ	65	суднових ДВЗ	151
3.1 Паливна система	65	<i>Завдання та запитання для самоконтролю</i>	152
3.2 Система мащення	75	7. НАДДУВ СУДНОВИХ ДВЗ	153
3.3 Система охолодження	78	7.1 Методи підвищення потужності	
3.4 Система повітропостачання	82	суднових ДВЗ	153
3.5 Система газовідводу	83	7.2 Схеми наддуву суднових ДВЗ	156
3.6 Система пуску	84	7.3 Використання енергії відпрацьованих	
3.7 Системи автоматичного регулювання,		газів для наддуву ДВЗ	163
контролю та захисту	87	7.4 Енергетичний баланс	
3.8 Система електронного управління	88	при газотурбінному наддуві	169
<i>Завдання та запитання для самоконтролю</i>	91	7.5 Охолодження наддувного повітря	
4. СУЧАСНІ СУДНОВІ ДВИГУНИ		суднових ДВЗ	171
ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	92	<i>Завдання та запитання для самоконтролю</i>	176
4.1 Тенденції розвитку суднових двигунів		8. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В СУДНОВИХ ДВЗ	
та їх основних вузлів	92	ТА ТЕПЛОНАПРУЖЕНІСТЬ	177
4.2 Основні параметри сучасних суднових		8.1 Основні положення теплопередачі	
двигунів	98	в суднових ДВЗ	177
4.3 Особливості конструкції сучасних		8.2 Визначення температур стінок	
суднових ДВЗ	104	циліндру і газів в циліндрі	180
<i>Завдання та запитання для самоконтролю</i>	112		

8.3	Коефіцієнти тепловіддачі α_T і α_B	183	12. ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ	
8.4	Теплонапруженість суднових ДВЗ	184	СУДНОВИХ ДВЗ	250
	<i>Завдання та запитання для самоконтролю</i>	189	12.1	Загальні поняття про екологію суднових ДВЗ
9.	ХАРАКТЕРИСТИКИ СУДНОВИХ ДВЗ .	190	12.2	Шум і вібрації суднових ДВЗ
9.1	Класифікація характеристик суднових ДВЗ	190	12.3	Димність випускних газів суднових ДВЗ
9.2	Загальні положення методики побудови характеристик суднових ДВЗ	192	12.4	Шкідливі викиди суднових ДВЗ і їх нормування
9.3	Зовнішні характеристики суднових ДВЗ	194	12.5	Шляхи зниження шкідливих викидів суднових ДВЗ
9.4	Обмежувальні характеристики суднових ДВЗ	199		<i>Завдання та запитання для самоконтролю</i>
9.5	Регуляторні характеристики суднових ДВЗ	201	13.	ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ СУДНОВИХ ДВЗ
9.6	Навантажувальні характеристики суднових ДВЗ	203	13.1	Основні етапи проектування та створення двигунів
9.7	Стендова (розрахункова) гвинтова характеристика суднових ДВЗ	205	13.2	Основні вимоги при проектуванні та створенні суднових ДВЗ
	<i>Завдання та запитання для самоконтролю</i>	207	13.3	Принципи побудови систем автоматизованого проектування СДВЗ
10.	РЕЖИМИ РОБОТИ СУДНОВИХ ДВЗ .	208		<i>Завдання та запитання для самоконтролю</i>
10.1	Класифікація режимів	208	14.	ОСНОВИ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ ДВЗ
10.2	Суднові гвинтові характеристики	209	14.1	Завдання і методи технічної експлуатації дизелів
10.3	Усталені режими роботи суднових ДВЗ	214	14.2	Підготовка і введення дизеля в дію
10.4	Неусталені режими роботи суднових ДВЗ	220	14.3	Технічне використання дизеля під час роботи
	<i>Завдання та запитання для самоконтролю</i>	226	14.4	Технічне використання дизеля на режимах та в умовах, які відрізняються від нормальних
11.	ОСНОВИ КІНЕМАТИКИ ТА ДИНАМІКИ СУДНОВИХ ДВЗ	227	14.5	Контроль за роботою і регулювання дизелів
11.1	Кінематика кривошипно-шатунного механізму	227	14.6	Вимоги до приладів контролю і регулювання
11.2	Сили і моменти, які діють в КШМ	229	14.7	Паливо, масло та охолоджуюча вода
11.3	Сумарні дотичні сили в багатоциліндровому двигуні	233	14.8	Технічне обслуговування дизеля
11.4	Нерівномірність обертання колінчатого вала двигуна	234	14.9	Запасні частини
11.5	Неврівноваженість суднових ДВЗ і методи її зменшення	236	14.10	Технічна документація та звітність
11.6	Поняття про коливання в суднових ДВЗ	243		<i>Завдання та запитання для самоконтролю</i>
	<i>Завдання та запитання для самоконтролю</i>	249		ЛІТЕРАТУРА

*Світлої пам'яті
професора Шквара Анатолія Яковича
присвячується*

ПЕРЕДМОВА

Підручник призначений для студентів денної та заочної форм навчання, які навчаються за напрямом 6.050201 «Суднобудування та океанотехніка» спеціальності «Суднові енергетичні установки та устаткування», а також для студентів, що навчаються за напрямом 6.050503 «Машинобудування» спеціальності «Двигуни внутрішнього згоряння».

В цьому підручнику відображені питання теорії, конструкції та експлуатації судових двигунів внутрішнього згоряння (СДВЗ), які традиційно вивчаються при підготовці інженерів-механіків вказаних спеціальностей.

При написанні підручника використаний досвід викладання курсу «Суднові двигуни внутрішнього згоряння» в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова з урахуванням новітніх світових досягнень у теоретичній галузі, проектуванні, конструюванні судових ДВЗ, які на початку ХХІ сторіччя призвели до суттєвого підвищення економічності, надійності та екологічності.

Нові світові тенденції щодо вимог міжнародних класифікаційних товариств до безпеки судноплавства, захисту навколишнього середовища від забруднень з боку судових двигунів та установок та необхідність вибору параметрів робочого процесу під час конструювання змусили авторів переосмислити деякі теоретичні положення, досвід проектування та експлуатації судових ДВЗ, які знайшли відображення у цьому підручнику.

Передмова та глави 1, 5, 6, 7, 8, 10 написані В.С. Наливайком, глави 2, 9, 12 та 14 — Б.Г. Тимошевським, глави 3, 4, 11, 13 — С.Г. Ткаченком.

Автори виражають щиру подяку рецензентам: завідувачу кафедри «Турбіни» Національного університету кораблебудування, д-ру техн. наук, професору Сербіну С.І., завідувачу кафедри технології судового машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, професору Каірову О.С. та професору кафедри «Турбіни» Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, заслуженому діячу науки та техніки України, д-ру техн. наук, професору Романовському Г.Ф.

Автори щиро вдячні генеральному директору ООО «Агрофьюжен», канд. техн. наук Сипку Сергію Олександровичу та директору Миколаївського бронетанкового заводу канд. техн. наук Швецю Олександр Михайловичу (до речі, обидва — колишні аспіранти кафедри ДВЗ МКІ), а також завідувачу кафедрою судового машинобудування та енергетики Херсонського філіалу НУК, канд. техн. наук, доц. Андрєєву Андрію Адольфовичу, без фінансової допомоги яких цей підручник не з'явився би на світ.

Окрему подяку автори висловлюють інженерам О.В. Маханьку і Р.Ю. Авдюніну за допомогу в технічному оформленні рукопису підручника та видавцю Торубарі Василю Вікторовичу за чітку організацію роботи при виготовленні підручника.

ОСНОВНІ СКОРОЧЕННЯ

ВППГ — вільнопоршневий генератор газу.	СЕУ — суднова енергетична установка.
ВМТ — верхня (внутрішня) мертва точка.	ТК — турбокомпресор.
ВОД — високообертовий двигун.	УП — утилізаційний парогенератор.
ВПЕ — водопаливна емульсія.	ФГО — фільтр грубої очистки.
ВП — валопровід.	ФТО — фільтр тонкої очистки.
ГГ — гребний гвинт.	ЦПГ — циліндро-поршнева група.
ГРК — гвинт регульованого кроку.	CIMAC (International Council on combustion Engines) — Всесвітній симпозіум по двигунам внутрішнього згоряння.
°п.к.в. — градус повороту колінчатого валу.	ECA (Emission control area) — зона контролю емісії шкідливих викидів.
ГФК — гвинт фіксованого кроку.	EGR (Exhaust gas recirculation) — рециркуляція відхідних газів.
ГТН — газотурбінний наддув.	IMO (International Marine Organization) — Всесвітня морська організація.
ГУП — головний упорний підшипник.	LNG (Liquefied natural gas) — зріджений природний газ.
ДВЗ — двигун внутрішнього згоряння.	LPG ((Liquefied petroleum gas) — зріджений нафтовий газ.
ДГ — дизель-генератор.	ppm — число частинок на мільйон.
ЗМТ — зовнішня мертва точка.	SCR (Selective catalytic reduction) — селективна каталітична очистка відхідних газів;
КШМ — кривошипно-шатунний механізм.	SECA (Selphur emission control area) — зона контролю емісії сірки.
ККД — коефіцієнт корисної дії.	
МВ — машинне відділення.	
МОД — малообертовий двигун.	
НМТ — нижня мертва точка.	
ОНП — охолоджувач наддувного повітря.	
ПК — пропульсивний комплекс.	
ПНВТ — паливний насос високого тиску.	
ПРП — протилежно-рухомі поршні.	
СОД — середньообертовий двигун.	
СДУ — суднова дизельна установка.	

ОСНОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

A/A_d — дискове відношення;	тря для згоряння 1 кг палива, кмоль/кг;
C — постійна;	$L_{ш}$ — довжина шатуна, м;
c_m — середня швидкість поршня, м/с;	m — питома маса, кг/м ² ;
c_p — ізобарна теплоємність газу, кДж/кмоль К;	m_s — питома маса поступально-рухомих деталей, кг/м ² ;
c_v — ізохорна теплоємність газу, кДж/кмоль К;	m_R — питома маса обертальних деталей, кг/м ² ;
D — водотоннажність судна, т;	m — показник параболи;
D — діаметр гребного гвинта, м;	M — маса деталей, кг;
D — діаметр робочого циліндра, м;	M — кількість продуктів згоряння, кмоль/кг;
F — площа поршня, м ² ;	n — частота обертання колінчатого валу двигуна, хв. ⁻¹ ;
g_e — питома ефективна витрата палива, г/кВт год;	n_k — показник політропи стиснення в компресорі;
g_i — питома індикаторна витрата палива, г/кВт год;	n_m — частота обертання ротора турбокомпресора;
G_r — витрата газів, кг/с;	n_1 — показник політропи стиснення в робочому циклі;
$G_{п}$ — витрата повітря, кг/с;	n_2 — показник політропи розширення в робочому циклі;
G_v — витрата води, кг/год;	N — нормальна сила, кг;
G_m — витрата масла, кг/год;	N_r — потужність на гребному гвинті, кВт;
$G_{п}$ — годинна витрата палива, кг/год;	N_e — ефективна потужність двигуна, кВт;
H — крок гребного гвинта, м;	$N_{ен}$ — номінальна ефективна потужність двигуна, кВт;
H/D — крокове відношення;	$N_{ец}$ — циліндрова ефективна потужність двигуна, кВт;
i — кількість циліндрів;	N_i — індикаторна потужність двигуна, кВт;
j — прискорення поршню, м/с ² ;	$N_{іц}$ — циліндрова індикаторна потужність двигуна, кВт;
k_1 — безрозмірний коефіцієнт упору;	N_m — потужність механічних втрат, кВт;
k_2 — безрозмірний коефіцієнт моменту;	N_k — потужність компресора, кВт;
k — показник адіабати;	N_T — потужність турбіни, кВт;
L — дійсна кількість повітря, необхідна для згоряння палива, кмоль/кг;	
$L_{ад,к}$ — адіабатна робота стиснення в компресорі, кДж;	
$L_{ад,т}$ — адіабатна робота розширення на турбіні, кДж;	
L_i — індикаторна робота циклу, кДж;	
L_o — теоретично необхідна кількість пові-	

p_a — тиск кінця наповнення, МПа;	w — швидкість газів, рідини, м/с;
p_b — тиск кінця розширення, МПа;	x — частка палива, що згоріла;
p_c — тиск кінця стиснення, МПа;	z — коефіцієнт тактності;
p_e — середній ефективний тиск, МПа;	z — кількість лопатей гребного гвинта;
p_i — середній індикаторний тиск, МПа;	α — коефіцієнт надлишку повітря;
p_k — тиск наддувного повітря, МПа;	β — коефіцієнт змінювання мольності;
p_o — атмосферний тиск, МПа;	γ_r — коефіцієнт залишкових газів;
p_r — тиск залишкових (відпрацьованих) газів, МПа;	δ — ступінь подальшого розширення;
p_z — максимальний тиск згоряння, МПа;	δ — ступінь нерівномірності обертання колінчатого валу;
P — упор гребного гвинта, кг;	ε — ступінь стиску;
P — рухома сила, кг;	ζ — ступінь скруглення індикаторної діаграми;
q_u — циклова подача палива, г;	η — пропульсивний ККД;
Q — кількість теплоти, кДж;	η_e — ефективний ККД;
Q_n — нижча теплота згоряння палива, кДж/кг;	η_i — індикаторний ККД;
Q — сила, що діє по шатуну, кг;	η_k — ККД компресора;
R — радіальна сила, кг;	η_p — ККД гребного гвинта;
R — радіус кривошипа, м;	η_m — механічний ККД;
R — опір води руху судна, кг;	η_t — ККД турбіни;
R — газова постійна	θ — момент інерції обертових мас;
S — хід поршня, м;	λ — ступінь підвищення тиску в робочому циклі;
T — дотична сила, кг;	$\lambda_{ш}$ — відношення радіуса кривошипа до довжини шатуну;
T — температура, К;	λ_n — ступінь наддуву;
t — температура, °С;	λ_p — відносний поступ гребного гвинта;
$T_o(t_o)$ — температура навколишнього середовища, К (°С);	ξ — коефіцієнт використання теплоти;
T_k — температура повітря після компресора, К;	π_k — ступінь підвищення тиску в компресорі;
T_r — температура відпрацьованих газів, К;	ρ — ступінь попереднього розширення;
T_t — температура газів перед турбіною, К;	ρ — щільність газу, рідини, г/см ³ , кг/м ³ ;
T_z — максимальна температура згоряння, К;	τ — час, с;
v — швидкість поршня, м/с;	τ_i — період затримки самозапалення, мс;
v_p — швидкість потоку води, що набігає на гвинт, м/с;	φ — кут повороту колінчатого валу, °п.к.в.;
v_c — швидкість судна, м/с;	ϕ_o — коефіцієнт продувки;
V_a — повний об'єм циліндра, м ³ ;	χ — коефіцієнт виділення тепла;
V_c — об'єм камери стиску, м ³ ;	ψ — втрата ходу поршня;
V_s — робочий об'єм циліндра, м ³ ;	ω — кутова швидкість обертання, рад/с.

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО СУДНОВІ ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ (СДВЗ)

Судновий ДВЗ — це джерело механічної енергії на судні. Він відноситься до групи теплових двигунів, в яких механічна енергія отримується за рахунок теплоти, що виділяється при згорянні палива. Теплові двигуни можна розділити на дві основні групи:

- з проміжним теплоносієм;
- без проміжного теплоносія.

До першої групи відносяться всі пароенергетичні установки. В цих установках спалювання палива відбувається в парових котлах, в яких робочим тілом є водяна пара, що поступає в циліндр парової машини чи на лопатки турбіни. Таким чином, пара — це проміжний теплоносій, тому неминучі значні втрати. Природно, що парові двигуни не можуть використовувати всієї теплоти, що міститься в паливі.

Розвиток техніки призвів до створення теплових двигунів без проміжного теплоносія. В цих двигунах перетворення хімічної енергії палива, тобто його згоряння відбувається всередині двигуна, тому вони отримали назву двигуни внутрішнього згоряння.

В свою чергу, за способом отримання механічної роботи двигуни внутрішнього згоряння можуть бути розділені на дві групи:

– з використанням потенційної енергії тиску газів — поршневі двигуни внутрішнього згоряння чи просто ДВЗ;

– з використанням кінетичної енергії газів — турбіни внутрішнього згоряння чи просто газові турбіни. В цих двигунах механічна робота отримується за рахунок використання кінетичної енергії рухомого потоку газів.

В цьому підручнику розглядаються тільки двигуни першої групи, тобто двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), а ще точніше — суднові ДВЗ.

Таким чином, суднові ДВЗ відносяться до такого класу теплових двигунів, у яких хімічна енергія палива перетворюється в теплову безпосередньо всередині робочого циліндру. В результаті хімічної реакції палива з киснем повітря, що поступає в циліндр, утворюються газоподібні продукти згоряння з високим тиском і температурою. Перетворення отриманої теплової енергії в механічну відбувається шляхом передачі роботи розширення продуктів згоряння на поршень, зворотно-поступальний рух якого за допомогою кривошипно-шатунного механізму перетворюється в обертальний рух колінчатого валу і віддається споживачеві, наприклад, гребному гвинту судна.

Історична довідка

Історія розвитку ДВЗ нараховує більше 150 років. Перший промисловий ДВЗ був зконструйований в 1860 р. Ленуаром. Це був двотактний двигун, який працював на світильному газі із займанням від електричної іскри. Коефіцієнт корисної дії його не перевищував 4 %. В 1862 році Бо-де-Роша розробив чотиритактний робочий цикл, а в 1877 р. Отто створив двигун, що працював за цим циклом і отримав широке промислове застосування.

В 1893 р. Р. Дизель отримав патент на устрій нового типу двигуна із займанням від стиску, який в подальшому отримав назву дизель. Спочатку Дизель передбачав здійснювати процес згоряння палива при постійній температурі, а в якості палива використовувати вугільний пил. При перших спробах практичного створення двигуна винахідник змушений був відмовитись від цих ідей, як нереальних, і в якості моторного палива запропонував використовувати керосин, а його подачу в камеру згоряння та розпилювання здійснювати стиснутим повітрям. При цьому згоряння повинно відбуватись при постійному тиску.

В 1897 р. на Аугсбурзькому машинобудівному заводі (Німеччина) був побудований перший двигун із самозайманням палива потужністю 14,7 кВт, який витрачав керосина 326 г/кВт год. Але цей двигун не виправдав покладених на нього сподівань. Перший промисловий зразок дизеля був побудований в Росії в 1899 р. на заводі «Людвіг Нобель» (потім завод «Руський дизель») після того, як в 1898 р. Нобель купив патент у Р. Дизеля за півмільона золотих карбованців. На заводі конструкція двигуна була суттєво перероблена з метою забезпечення умов його роботи на сирій нафті. До речі, тільки з переходом на сирію нафту дизель отримав визнання як найбільш економічний двигун. На першому російському дизелі потужністю 18 кВт витрата сирої нафти була 300 г/кВт-год., що майже на 10 % менше витрати керосина на двигуні Р. Дизеля.

Крім заводу «Людвіг Нобель», який сам не міг впоратись із швидко зростаючими замовленнями на дизельні двигуни, він передав право побудови дизелів на інші заводи: Коломенський машинобудівний (1903 р.), Микола-

ївський суднобудівний (1907 р.), Харківський паровозобудівний (1909 р.). Так було започатковане дизелебудування в Україні.

В 1903 р. в Росії був побудований перший в світі теплохід — судно «Вандал». Це була нафтоналивна баржа, на якій були встановлені три дизеля потужністю 88 кВт кожен при частоті обертання 240 хв⁻¹ з електропередачею потужності на гвинти.

В 1912 р. на Миколаївському заводі «Наваль» (зараз ЧСЗ) було побудовано два двигуна потужністю по 845 кВт для першого морського танкера «Степан Ліанозов».

На Харківському паровозобудівному заводі (нині завод ім. Малишева) в 1913 р. було освоєно випуск стаціонарних і суднових двигунів потужністю 600 ÷ 750 кВт. Пізніше, вже за радянських часів, заводом було освоєно виробництво відомих двотактних двигунів типу Д100 потужністю 1500 ÷ 2500 кВт суднового, тепловозного та стаціонарного призначення. А в 1961 р. був створений чотиритактний двигун типу Д70 потужністю 1000 ÷ 3000 кВт такого ж призначення.

В післяреволюційні роки почалось виробництво дизельних двигунів і на інших заводах України. З 1933 р. почав виробництво двотактних двигунів потужністю 4 та 12 кВт завод «Красний прогрес» (м. Токмак, зараз «Південьдизельмаш»). З 1953 р. завод переходить на випуск широко відомих двигунів типу 6ЧН12/14, на базі яких випускаються дизель-генератори суднового призначення.

На Первомайському машинобудівному заводі (зараз «Первомайськдизельмаш») виробництво дизельних двигунів почалось в 1956 р. з випуску головних суднових двигунів типу 6ЧРП25/34 потужністю 200 кВт, а з 1965 р. почався випуск суднових дизель-генераторів потужністю 300 кВт за рахунок застосування наддуву. З 1982 р. на базі нового двигуна типу 6ЧН26/34 почався випуск суднових дизель-генераторів потужністю 800 кВт.

На жаль, внаслідок недалекоглядної економічної політики в кінці 80-х – на початку 90-х років минулого століття переорієнтацією на розширення імпорту зарубіжної техніки, в тому числі і суднових двигунів, унікальні за маш-

табами виробництва дизелебудівні заводи, як і сотні інших машинобудівних заводів, були приречені. В умовах риночної економіки зарубіжні виробники товарів об'єктивно зацікавлені в розширенні ринків збуту та усунення потенційних підприємств-конкурентів.

На початку розвитку двигунобудування іноземні держави сильно відставали від Росії в застосуванні дизельних двигунів в якості суднових. Тільки в 1910 р. був побудований голандський танкер «Вулкан» з головним двигуном дизелем, а в 1911 р. в Данії вантажо-пасажирське судно «Зеландія». В подальшому побудова теплоходів за кордоном почала швидко розвиватися. Можна вважати, що до 1912 р. закінчився початковий період застосування дизельних двигунів в якості суднових. Після цього теплоходи почали будувати в усіх технічно розвинутих державах світу.

Переможна хода дизельних двигунів на флоті почалась в 50-і роки XX ст., коли з'явився газотурбінний наддув, який різко покращав теплотехнічні та масогабаритні характерис-

тики суднових ДВЗ. Інтенсивне удосконалення двигунів, особливо в 80-і роки, призвело до того, що питома витрата палива до 1990 р. знизилась більш ніж на 40%, а циліндрова потужність зросла в 2–2,5 рази. Відповідно знизилась питома маса двигунів. В даний час всі побудовані судна обладнують дизельними установками, в той час як в 1950 році суден з дизельними і паросиловими установками будувалось приблизно порівно.

Слід зауважити, що світове двигунобудування не стоїть на місці, відбувається постійна модернізація двигунів. Суттєво підвищилась економічність при роботі на дешевих високов'язких сортах палива. В 90-х роках XX ст. ККД дизельних двигунів вперше в історії двигунобудування перевищив 50%. За останні два десятиріччя широко відомі дизелебудівні фірми фактично подвоїли циліндрову потужність своїх двигунів, успішно використовується математичне моделювання при створенні та доводці дизелів, розширюється застосування електроніки при розробці вузлів та агрегатів, з'являються так звані «інтелектуальні» двигуни.

1.1 Класифікація суднових ДВЗ

Суднові ДВЗ можна класифікувати по наступним ознакам:

– **за способом здійснення робочого циклу:**

а) *чотиритактні*, в яких робочий цикл здійснюється за чотири хода поршня (два оберти колінчатого вала);

б) *двотактні*, в яких робочий цикл здійснюється за два хода поршня (один оберт колінчатого вала);

в) *шеститактні (змішані)*, в яких робочий цикл здійснюється за шість ходів поршня (три оберти колінчатого вала);

– **за принципом дії:**

а) *простої дії*, в яких робочий цикл здійснюється тільки в одній верхній порожнині, над поршнем;

б) *подвійної дії*, в яких робочий цикл відбувається в двох порожнинах — над і під поршнем.

В окрему групу слід виділити двигуни простої дії з протилежно рухомими поршнями, в яких в кожному циліндрі є два механічно пов'язані поршні, що рухаються в протилежних напрямках, а в порожнині між ними відбувається робочий цикл;

– **за способом наповнення робочого циліндру повітря:**

а) *без наддуву*, в яких повітря поступає в циліндр безпосередньо із атмосфери;

б) *з наддувом*, в яких повітря поступає в циліндри після попереднього стиску в компресорі;

– **за видом застосованого палива:**

а) двигуни, які працюють на *рідкому* паливі (бензин, керосин, соляр, мазут тощо);

б) двигуни, які працюють на *газоподібному* паливі (газ — генераторний,

природний, нафтовий в стиснутому чи зрідженому стані);

в) двигуни, які працюють на *твердому* паливі — вугільний пил;

г) двигуни, які працюють на *альтернативному* паливі — спирт, рослинна олія;

– **за способом сумішоутворення:**

а) з *внутрішнім сумішоутворенням*, в яких робоча суміш утворюється всередині робочого циліндра в результаті розпилювання палива, що впорскується насосом під великим тиском;

б) із *зовнішнім сумішоутворенням*, в яких робоча суміш утворюється поза робочим циліндром в особливому пристрої — карбюраторі чи газовому змішувачі;

– **за способом займання робочої суміші:**

а) із *самозайманням*, в яких робоча суміш самозаймається завдяки високій температурі, досягнутій в кінці процесу стиску;

б) з *примусовим займанням*, в яких робоча суміш примусово запалюється від стороннього джерела, наприклад, від електричної іскри;

в) зі *змішаним займанням*, в яких запалювання робочої суміші відбувається під дією температури стиснутого повітря (як правило, недостатньою для самозаймання), а з іншої сторони — за рахунок зіткнення з гарячими стінками камери згоряння чи особливого запальника (калоризатора), наприклад, електричної нитки розжарювання;

г) з *комбінованим займанням*, в яких основне паливо — газ примусово запалюється за рахунок самозаймання невеликої частки запального рідкого палива;

д) з *факельним займанням*, в яких газове паливо примусово запалюється від факелу, що виривається зі спеціальної передкамери, де примусово займається невелика частка запалювального газового палива;

– **за родом ідеального циклу, який покладено в основу роботи двигуна:**

а) з *підводом тепла при постійному об'ємі* (цикл Отто) — карбюраторні двигуни;

б) з *підводом тепла при постійному тиску* (цикл Дизеля) — компресорні двигуни;

в) зі *змішаним підводом тепла* — спочатку при постійному об'ємі, а потім при постійному тиску (цикл Трінклера) — дизельні двигуни;

– **за видом кривошипно-шатунного механізму (КШМ):**

а) *тронкові*, в яких перпендикулярні осі циліндра нормальні зусилля, що виникають при відхиленні шатуна від вертикалі, передаються на стінку втулки робочого циліндра нижньою частиною поршня, що називається тронком;

б) *крейцкопфні*, що мають повний КШМ, нормальні зусилля передаються на паралелі спеціальним пристроєм — крейцкопфом;

– **за розташуванням робочих циліндрів:**

а) з *вертикальним*;

б) з *горизонтальним*;

в) з *проміжним, під кутом*;

– **за кількістю рядів робочих циліндрів:**

а) *однорядні*;

б) *дворядні* — V-подібні;

в) *багаторядні*, якщо кількість рядів три-чотири (W-подібні, X-подібні, H-подібні та інші);

г) *зіркоподібні*, якщо кількість рядів циліндрів п'ять та більше;

– **за напрямком обертання колінчатого вала:**

а) *нереверсивні*, що мають один постійний напрямок обертання колінчатого вала;

б) *реверсивні*, в яких напрямок обертання колінчатого вала змінюється спе-

ціальним реверсивним механізмом, що змінює фази газорозподілу;

в) *правої моделі*, в яких напрямок обертання колінчатого вала відбувається за годинниковою стрілкою, якщо дивитись зі сторони фланця відбору потужності;

г) *лівої моделі*, якщо обертання проти годинникової стрілки;

– за типом системи охолодження двигуна:

а) з повітряним охолодженням;

б) з водяним охолодженням.

– за середньою швидкістю поршня C_m , яка є критерієм швидкохідності двигуна:

а) *тихохідні*, якщо $C_m \leq 8,5$ м/сек;

б) *швидкохідні*, якщо $C_m > 8,5$ м/сек.

– за частотою обертання колінчатого вала n :

а) *малооборотів* (МОД), $n \leq 250$ хв.⁻¹;

б) *середньооборотів* (СОД),

$250 < n \leq 750$ хв.⁻¹;

в) *високооборотів* (ВОД), $n > 750$ хв.⁻¹;

– за призначенням:

а) *головні суднові*, призначені для приводу судових рушіїв, в основному гребних гвинтів;

б) *допоміжні суднові*, призначені для приводу генераторів, компресорів, насосів, тобто допоміжних споживачів енергії;

в) *аварійні*, які працюють в аварійних ситуаціях і забезпечують енергією обмежену і регламентовану кількість споживачів.

1.2 Позначення судових ДВЗ за Держстандартом та їх маркування

Кожному типу двигуна згідно Держстандарту ГОСТ 10150-88 «Дизелі стаціонарні, суднові, тепловозні і промислові. Типи і основні параметри» присвоюється умовне позначення, що складається з букв і цифр. Значення букв:

Ч — чотиритактний;

Д — двотактний;

ДД — двотактний, подвійної дії;

Н — з наддувом;

Р — реверсивний;

С — з реверсивною муфтою;

П — з редукторною передачею;

К — крейцкопфний;

Г — газовий.

Відсутність в умовному позначенні букви К означає, що двигун — тронковий, Р — двигун нереверсивний, а букви Н — двигун без наддуву. Цифри в позначенні перед буквами вказують число циліндрів, а після букв: цифра в чисельнику — діаметр циліндру, в знаменнику — хід поршня в сантиметрах. У позначенні двигунів

з протилежно рухомими поршнями вказують обидва ходи поршнів, сполучених знаком «+», якщо ходи різні, або «×2» на хід одного поршня при рівності ходів. Нижче наведені приклади позначення деяких двигунів за Держстандартом.

6ЧНСП25/34 — двигун шестициліндровий, чотиритактний, з наддувом, з реверсивною муфтою, з редукторною передачею з діаметром циліндра 25 см і ходом поршня 34 см. Цей двигун випускається заводом «Первомайськдизельмаш».

18ДРПН23/2×30 — двигун вісімнадцятициліндровий, реверсивний, з редукторною передачею, з наддувом, з діаметром циліндра 23 см, з двома протилежно рухомими поршнями, що мають кожен хід 30 см. Цей двигун випускається заводом «Русский дизель» (м. Санкт-Петербург).

Деякі заводи використовують умовне позначення в якості марки своїх двигунів, як, наприклад, завод «Первомайськдизельмаш». Інші заводи, таких біль-

шість, віддають перевагу власній марці, яка нічого спільного не має з умовним позначенням. Так, приведений двигун заводу «Русский дизель» випускається під власною маркою 61В.

Наведемо ще приклади маркування деяких заводів (в дужках вказуємо маркування за Держстандартом):

ДД102 (6ЧНСП18/22) — завод «Даль-дизель», м. Хабаровськ;

Г74 (6ЧРН36/45) — завод «Румо», м. Н. Новгород;

М507 (112ЧНСП16/17) — завод «Звезда», м. Санкт-Петербург;

Д-80 (16ЧН26/27) — завод імені Малишева, м. Харків;

6ТД (6ДН12/2×12) — завод імені Малишева, м. Харків;

К-278 (6ЧН12/14) — завод «Південь-дизельмаш», м. Токмак Запорізької області.

У більшості зарубіжних країн маркування двигунів не регламентується стандартами, а фірми-будівельники використовують власні системи умовних позначень. Але навіть одна і та ж фірма нерідко змінює прийняті позначення при зміні серії двигунів, що нею випускаються. Все ж таки слід відзначити, що багато фірм в умовних позначеннях вказують один із основних розмірів двигуна: діаметр циліндра або хід поршня. Наприклад:

12К98МЕ-С (12ДКРН98/266) — фірма MAN (ФРГ);

6RTA58 (6ДКРН58/242) — фірма Wartsila, Фінляндія.

1.3 Схема роботи судових ДВЗ

Наведемо основні визначення, які будуть використовуватись при розгляді схеми роботи того чи іншого двигуна.

Поняття мертвих точок — положення поршня в робочому циліндрі, при яких його відстань від осі колінчатого валу досягають максимальної і мінімальної величини відповідно називаються верхньою мертвою точкою (аббревіатура ВМТ) і нижньою мертвою точкою (відповідно НМТ). Відстань, що проходить поршень від ВМТ до НМТ, називається ходом поршня $S=2R$, де R — радіус кривошипа.

Об'єм, що описується ходом поршня, називається робочим об'ємом циліндра:

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} S;$$

Сумарний об'єм всіх циліндрів називається літражем двигуна V_l :

$$V_l = V_s \times i \times 10^{-3},$$

де i — кількість циліндрів.

Об'єм робочого циліндра V_c при положенні поршня в ВМТ називається об'ємом камери стиску.

Об'єм робочого циліндра при положенні поршня в НМТ називається повним об'ємом: $V_a = V_s + V_c$.

Відношення повного об'єму V_a до об'єму камери стиску V_c називається ступенем стиску ε :

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = 1 + \frac{V_s}{V_c}.$$

Робочий цикл двигуна — сукупність послідовних процесів, які періодично повторюються і супроводжуються зміною параметрів, що характеризують стан робочого тіла. Під час цих процесів теплота перетворюється в роботу.

Частина робочого циклу, що відбувається за один хід поршня, називається тактом.

Чотиритактний двигун без наддуву

Схема роботи чотиритактного дизельного двигуна показана на рис. 1.1.

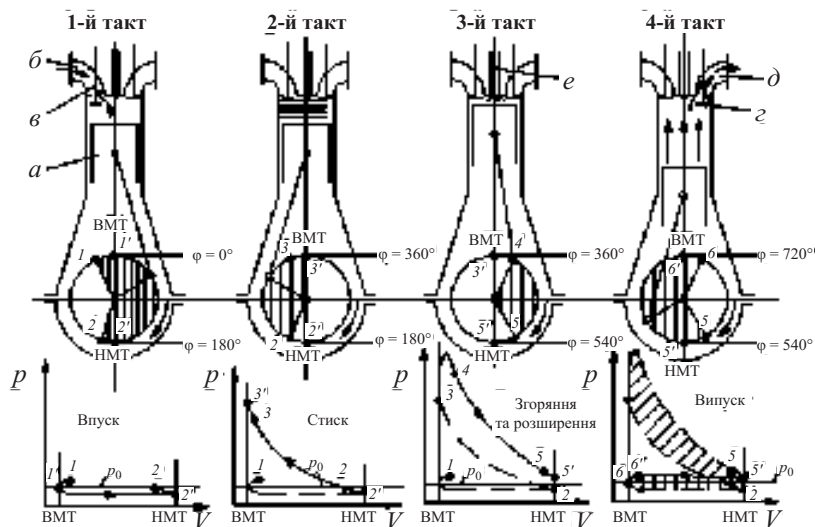


Рисунок 1.1. Схема роботи чотиритактного двигуна без наддуву

Перший такт — *впуск*. Призначення — заповнити робочий циліндр свіжим повітрям. Для цього впускний клапан *в* повинен примусово відкриватись від розподільного вала (на рисунку не показаний), частота обертання якого повинна бути вдвічі менше частоти обертання колінчатого вала (для здійснення чотиритактного циклу).

Під час першого такту випускний клапан *з* повинен бути закритий.

У циліндрі за період наповнення встановлюється невелике розрідження (близько 0,005...0,01 МПа) внаслідок гідравлічних втрат у впускному трубопроводі *б* і особливо у впускному клапані *в*, найбільший прохідний переріз якого обмежено з конструктивних міркувань.

Для максимального наповнення циліндрів свіжим повітрям впускний клапан повинен відкриватись трохи раніше ВМТ (точка 1), тобто з кутом випередження відкриття впускного клапана $\varphi_{1-1} = 20...30^\circ$ п.к.в. (повороту колінчатого вала); це забезпечить максимальну площу прохідного перерізу впускного клапана на початку руху поршня *а* донизу. Щоб збіль-

шити час надходження повітря в циліндр, закриття впускного клапана здійснюється після проходження поршнем НМТ (точка 2) з кутом запізнювання закриття впускного клапана $\varphi_{2-2} = 20...40^\circ$ п.к.в.

Кути випередження φ_{1-1} та запізнювання φ_{2-2} залежать в основному від типу двигуна і ступеня його швидкохідності. Загальний кут повороту колінчатого вала ($^\circ$ п.к.в.), відповідний всьому процесу впуску φ_{1-2} , складає приблизно $220...250^\circ$ п.к.в. Параметри робочого тіла, які встановлюються в циліндрі двигуна позначаються індексом *а*. Тиск $p_a = 0,085...0,095$ МПа, температура T_a дорівнює $330...350$ К за рахунок підігріву від гарячих стінок циліндру і змішування з залишковими газами.

Другий такт — *стиск*. Призначення — відбувається зменшення об'єму робочого тіла для підвищення його кінцевої температури. Стиснення повітря, що надійшло за перший такт, здійснюється при русі поршня доверху (від НМТ до ВМТ), починаючи з моменту закриття впускного клапана (точка 2) до моменту, коли поршень прийде у ВМТ (точка 3'); під час стиснення всі клапани циліндра повинні бути закриті.

Основні параметри в кінці стиснення визначаються об'ємом камери стиску V_c та ступенем стиску ϵ . В дизелях для досягнення необхідної для самозаймання палива температури в кінці стиснення ($T_c = 800 \dots 1000$ К) ступінь стиску ϵ повинен бути не нижче $12 \dots 13$; відповідний тиск в кінці стиснення $p_c = 3,0 \dots 4,5$ МПа. Загальний кут всього процесу стиснення φ_{2-3} складає приблизно $140^\circ \dots 160^\circ$ п.к.в. (з урахуванням кута запізнювання закриття впускного клапана).

Третій такт — *горіння палива і розширення продуктів згоряння*. Призначення — забезпечується розширення продуктів згоряння і здійснюється корисна робота, так званий робочий хід.

Щоб забезпечити фізико-хімічну підготовку палива до самозаймання, рідке паливо починають впорскувати в циліндр в розпиленому вигляді та під великим тиском (до 200 МПа) через форсунку e з кутом випередження впорскування $\varphi_{2-3} = 10^\circ \dots 30^\circ$ п.к.в.

Розпилене паливо, змішане зі стиснутим повітрям, самозаймається біля ВМТ і згоряє, завдяки чому тиск в циліндрі підвищується до $p_z = 5,0 \dots 8,0$ МПа, а температура — до $T_z = 1800 \dots 2000$ К.

Горіння палива закінчується за ВМТ (точка 4), після чого починається розширення продуктів згоряння; загальний кут, відповідний процесу згоряння, $\varphi_{3-4} = 40^\circ \dots 60^\circ$ п.к.в. Тиск газів за період згоряння і розширення передається на поршень і використовується для здійснення корисної роботи при низхідному русі поршня до початку відкриття впускного клапана z (точка 5). До кінця розширення тиск в циліндрі падає до $p_b = 0,25 \dots 0,45$ МПа, а температура газів — $T_b = 1100 \dots 1300$ К.

Четвертий такт — *випуск*. Призначення — видалити відпрацьовані продукти згоряння для можливості виконання наступного циклу. Для здійснення цього так-

ту випускний клапан z , що розташований в кришці робочого циліндра і має привод (так само, як і впускний) від розподільного вала, відкривається до НМТ на кут випередження відкриття впускного клапана $\varphi_{5-5'} = 20^\circ \dots 40^\circ$ п.к.в.; це робиться з метою знизити тиск до кінця ходу поршня приблизно до тиску навколишнього середовища і забезпечити таким чином невеликий протитиск при виштовхуванні продуктів згоряння (під час висхідного ходу поршня). Для більш повного видалення продуктів згоряння закриття впускного клапана відбувається після проходження поршнем ВМТ із запізнюванням закриття на кут $\varphi_{6'-6} = 20^\circ \dots 30^\circ$ п.к.в. Продукти згоряння через випускний клапан z і патрубок d поступають в газовипускний колектор з тиском $p_r = 0,105 \dots 0,115$ МПа та температурою $T_r = 700 \dots 900$ К.

При положенні поршня у ВМТ (точка 6') продукти згоряння, що займають об'єм, рівний об'єму камери стиснення V_c , не можуть бути повністю видалені з циліндра (якщо не передбачене так зване продування камери стиску на кути $\varphi_{1-6} = 40^\circ \dots 60^\circ$ п.к.в. так званого перекриття клапанів, коли одночасно відкриті впускний і випускний клапани). Тому залишкові гази надалі змішуються з повітрям, яке починає поступати в циліндр через відкритий впускний клапан при низхідному русі поршня. Таким чином, після закінчення виштовхування продуктів згоряння починається новий робочий цикл, окремі процеси якого повторюються у вказаній вище послідовності.

Індикаторна діаграма та діаграма фаз газорозподілу чотиритактного двигуна без наддуву

Робочий цикл чотиритактного двигуна без наддуву наочно зображений на індикаторній діаграмі в координатах тиск p — об'єм V (рис. 1.2).

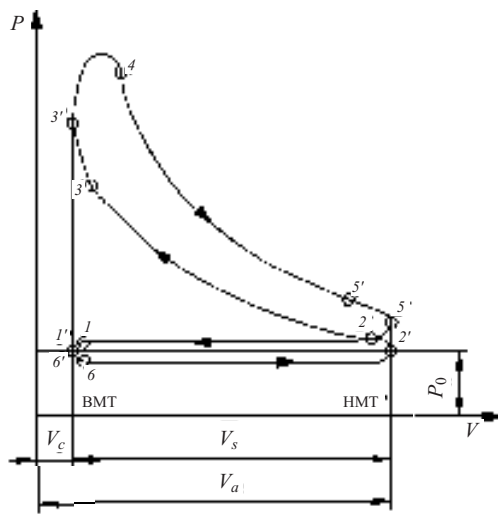


Рисунок 1.2. Індикаторна діаграма чотиритактного двигуна без наддуву

З розгляду діаграми можна зробити наступні висновки:

- робочий цикл чотиритактного двигуна здійснюється за 4 ходи поршня, що відповідає двом обертам колінчатого валу, тобто 720° п.к.в;

- з чотирьох тактів робочого циклу тільки третій є робочим і використовується для здійснення корисної роботи;

- протягом решти трьох тактів, тобто впуску, стиску та випуску, в циліндрі відбуваються допоміжні процеси, для здійснення яких потрібне підведення енергії. При такті впуску двигун працює як поршневий компресор, що всмоктує повітря, при такті стиску — як компресор, що стискає повітря, і нарешті, при такті випуску — як компресор, що виштовхує відпрацьовані гази в навколишнє середовище.

Енергія, необхідна для здійснення допоміжних процесів в одноциліндровому двигуні, поповнюється за рахунок запасу кінетичної енергії, акумульованої в маховику, а в багатоциліндровому — за рахунок робочих тактів інших циліндрів.

При розгляді схеми роботи чотиритактного двигуна було показано, що фази

газорозподілу не співпадають з ВМТ та НМТ поршня. Моменти газорозподілу, а також кути, відповідні окремим фазам розподілу, показані на круговій діаграмі фаз газорозподілу (рис. 1.3). Там також показана тривалість окремих тактів.

Правильний вибір фаз газорозподілу значною мірою впливає на потужність і економічність двигуна. Остаточну установку фаз газорозподілу проводять при доведенні двигуна на стенді заводу.

Особливості роботи чотиритактного двигуна з наддувом

Визначальною особливістю двигуна з наддувом, що працює в основному за тією самою схемою, що й двигун без наддуву, є те, що за час першого такту повітря засмоктується не з навколишнього середовища, а надходить до впускного ресиверу при підвищеному тиску p_k після попереднього стиску в компресорі (рис. 1.4).

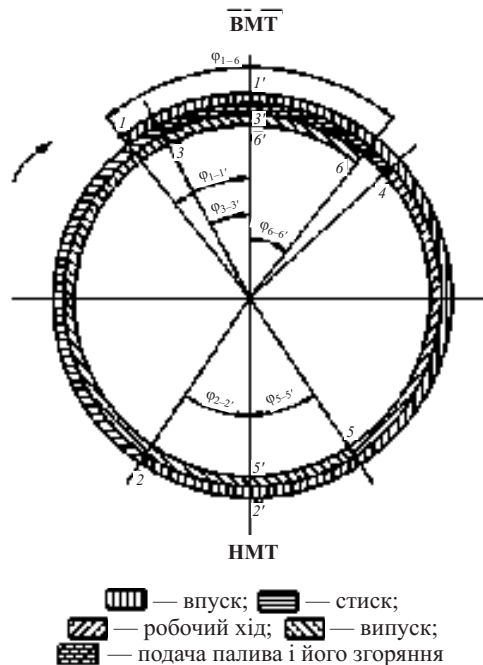


Рисунок 1.3. Кругова діаграма фаз газорозподілу чотиритактного ДВЗ

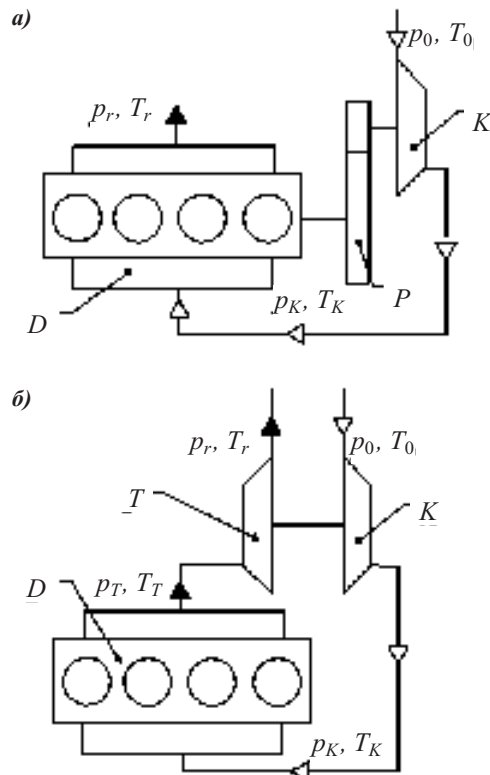


Рисунок 1.4. Схеми наддуву чотиритактного двигуна (Д — двигун; К — компресор; Т — турбіна; Р — редуктор): а — механічний; б — газотурбінний

Основною метою наддуву є підвищення потужності двигуна, що досягається завдяки підвищеному масовому заряду повітря. Це дозволяє спалювати більшу кількість палива в тому ж об'ємі циліндра.

Другий і третій такти протікають так само, як і в двигуні без наддуву, але при більш високих тисках кінця процесу стиску і згоряння, що сягають відповідно:

$$p_c = 4 \dots 12 \text{ МПа}, p_z = 6,5 \dots 25 \text{ МПа}.$$

Конкретні значення залежать від тиску, що створює компресор, а він у сучасних двигунах може досягти 0,5 МПа.

Що стосується четвертого такту, то при механічному наддуві (рис. 1.4, а) відпрацьовані газу направляються безпосе-

редньо в навколишнє середовище, тоді як при газотурбінному наддуві (рис. 1.4, б) газу направляються в турбіну. Параметри газів перед турбіною (p_T , T_T) залежать в основному від ступеню наддуву.

На рис. 1.5 показана так звана хвостова частина індикаторної діаграми чотиритактного двигуна з наддувом, на якій наочно показано, що лінія наповнення (перший такт) іде вище лінії випуску (четвертий такт), тоді як в двигуні без наддуву навпаки (див. рис. 1.2).

Що стосується кругової діаграми фаз газорозподілу, то вона якісно буде мати такий самий вигляд, як й для чотиритактного двигуна без наддуву (див. рис. 1.3). Але кількісно значення кутів випередження та запізнювання відкриття і закриття випускного та впускного клапанів більш високі й складають:

$$\varphi_{1+1'} = 40^\circ \dots 80^\circ \text{ п.к.в.},$$

$$\varphi_{2+2'} = 30^\circ \dots 50^\circ \text{ п.к.в.},$$

$$\varphi_{5+5'} = 40^\circ \dots 55^\circ \text{ п.к.в.},$$

$$\varphi_{6+6'} = 40^\circ \dots 50^\circ \text{ п.к.в.}$$

Кут перекриття клапанів φ_{1+6} зростає до $80^\circ \dots 130^\circ$ п.к.в., що забезпечує продувку камери згоряння стиснутим повітрям.

Двотактний двигун

Основна відміна в схемі роботи двотактного двигуна від чотиритактного полягає в способі газообміну — очищенні цилін-

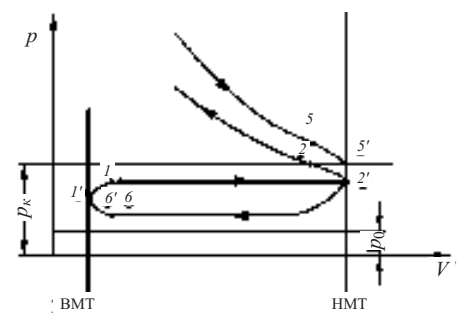


Рисунок 1.5. Хвостова частина індикаторної діаграми чотиритактного двигуна з наддувом

дра від продуктів згоряння і заповнення його свіжим повітрям. В чотиритактних двигунах поршень робочого циліндра діє подібно поршню насоса, який виштовхує продукти згоряння і засмоктує свіже повітря. Ці процеси протікають за час тактів впуску і випуску, тривалість яких складає приблизно 50% від всього циклу і вони рознесені в часі. В двотактному двигуні тривалість процесу газообміну складає всього 30% тривалості робочого циклу.

В двотактному двигуні повний робочий цикл відбувається за два хода поршня, тобто за один оберт колінчатого валу. Отже, в цьому двигуні всі процеси наповнення, стиску, згоряння, розширення і очищення циліндрів від продуктів згоряння повинні відбуватися за два хода поршня. Тому процес випуску газів поєднується з процесом впуску свіжого повітря, яке подається в циліндр після попереднього стиску в компресорі. Отже, для здійснення двотактного циклу потрібна наявність компресора, а тому в схемі роботи двотактного двигуна немає сенсу ділити на двигун з наддувом чи без. Взагалі вважається, якщо тиск, що створює компресор, $p_k \leq 0,12 \dots 0,13$ МПа, то можна говорити, що це двигун без наддуву, так як він забезпечує можливість роботи двотактного двигуна.

Якщо $p_k > 0,13$ МПа, то буде забезпечена можливість ще й підвищення його потужності, і можна говорити про двотактний двигун з наддувом.

Для здійснення процесів газообміну в циліндрі в нижній частині втулки, тобто в районі НМТ, виконані вікна (рис. 1.6).

Більш високі вікна δ служать для випуску газів і називаються випускними. Вікна a , що мають меншу висоту, служать для впуску стиснутого повітря і називаються продувні.

Схема роботи двотактного двигуна показана на рис. 1.6.

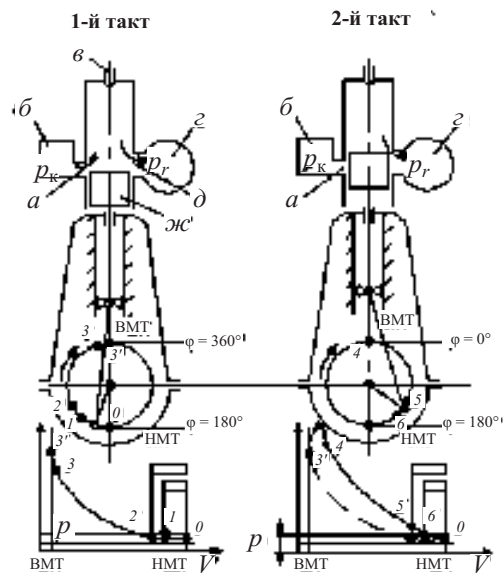


Рисунок 1.6. Схеми роботи двотактного двигуна

Перший такт — *стиск*. При висхідному русі поршня $ж$ він спочатку перекриває продувні вікна a (точка 1), припиняючи тим самим надходження свіжого повітря в робочий циліндр, а потім поршень перекриває й випускні вікна δ (точка 2), після чого починається процес стиснення повітря в циліндрі, який закінчується, коли поршень прийде у ВМТ (точка 3').

Точка 3 відповідає моменту початку впорскування палива форсункою $в$ у циліндр. Отже, протягом першого такту в циліндрі закінчується випуск, продувка і наповнення циліндра, після чого відбувається стиснення свіжого заряду і починається впорскування палива.

Другий такт — *розширення (робочий хід)*. При низхідному русі поршня в районі ВМТ (точка 3') паливо запалюється і згоряє, при цьому тиск газів досягає максимального значення (точка 4) і починається їх розширення, тобто відбувається робочий хід. Процес розширення газів закінчується в момент відкриття поршнем

випускних вікон d , після чого починається випуск відпрацьованих газів з циліндра за рахунок перепаду тиску газів p_f в циліндрі та випускному колекторі z . Висота випускних вікон повинна бути підібрана таким чином, щоб в момент відкриття продувних вікон тиск газів в циліндрі був нижчим за тиск продувного повітря p_k .

При подальшому русі поршня до НМТ відкриваються продувні вікна, і повітря з продувного колектора спрямовується в циліндр. Це повітря витискує продукти згоряння і заповнює циліндр свіжим зарядом. Цей процес називається продувкою робочого циліндру. Він продовжується на протязі кінця такту розширення і початку такту стиску аж до закриття поршнем продувних вікон. Після цього і до моменту закриття випускних вікон відбувається часткове перетікання свіжого заряду до випускного колектора, так звана втрата заряду.

Таким чином, в процесі випуску газів можна виділити дві фази. До відкриття продувних вікон гази виходять із циліндра за рахунок перепаду тисків в циліндрі і випускному колекторі. Ця фаза називається вільним випуском. Подальше видалення продуктів згоряння, що відбувається за рахунок тиску продувного повітря, називається примусовим випуском.

При подальшому висхідному русі поршня після закриття випускних вікон починається процес стиску, і цикл роботи двигуна повторюється. Таким чином, у двотактному двигуні на кожний оберт колінчатого валу відбувається згоряння палива і робочий хід.

На рис. 1.7 показана індикаторна діаграма двотактного двигуна, яка буде однаковою для двигуна з наддувом і без наддуву.

На рис. 1.8 показана кругова діаграма фаз газорозподілу двотактного двигуна з газообміном через вікна. В цьо-

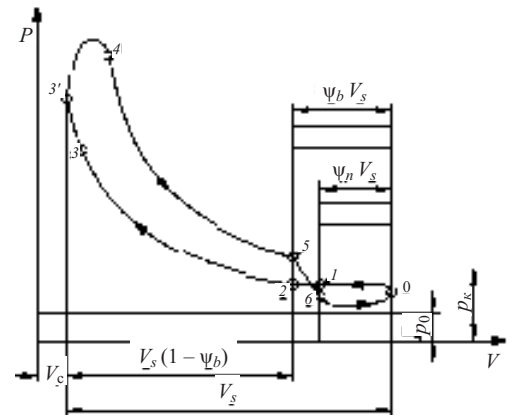


Рисунок 1.7. Індикаторна діаграма двотактного двигуна

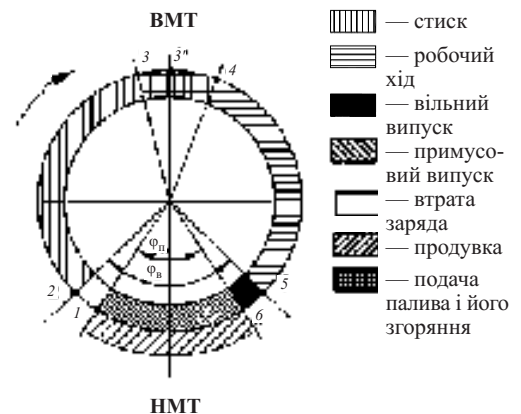


Рисунок 1.8. Кругова діаграма фаз газорозподілу

му випадку кути відкриття продувних і випускних вікон симетричні відносно НМТ і складають $\phi_{\Pi} = 80 \dots 100^\circ$ п.к.в.; $\phi_6 = 120 \dots 140^\circ$ п.к.в.

Системи продувок двотактних ДВЗ

Під системою продувки розуміється сукупність газорозподільних органів, що забезпечує процес зміни заряду в двотактному двигуні.

До системи продувок пред'являються наступні основні вимоги:

– найкраща очистка циліндра від продуктів згоряння і добра його зарядка

свіжим повітрям при найменшій витраті продувного повітря і більш низькому його тиску;

– отримання найбільшого середнього індикаторного тиску;

– мінімальна затрата потужності двигуна на привід у дію продувного агрегату, що визначається його видатністю і тиском продувного повітря;

– простота будови та надійність дії газорозподільних органів.

Якість газообміну в двотактному двигуні оцінюється за допомогою ряду коефіцієнтів, основними серед яких є:

– *коефіцієнт надлишку продувного повітря* ϕ_0 , що представляє собою відношення об'єму V_0 вільного повітря (віднесеного до умов навколишнього середовища p_0 та T_0), що подається продувним агрегатом за один оберт колінчатого валу до сумарного об'єму ходу поршнів всіх циліндрів:

$$\phi_0 = \frac{V_0}{i \cdot V_s}, \text{ де } i — \text{кількість циліндрів.}$$

Змінюється ϕ_0 в межах 1,4...2,0 для двотактних двигунів. Для порівняння — в чотиритактних двигунах $\phi_0 = 1,05...1,15$;

– *коефіцієнт залишкових газів* γ_r , що представляє собою відношення кількості продуктів M_r , що залишилися в циліндрі після газообміну від попереднього циклу, до кількості свіжого заряду L :

$$\gamma_r = \frac{M_r}{L}.$$

Змінюється γ_r в межах 0,04...0,16 для двотактних двигунів. Для порівняння — в чотиритактних двигунах $\gamma_r = 0,01...0,05$.

Існуючі системи продувок в залежності від характеру наряду продувного повітря можна поділити на контурні (рис. 1.9) та прямоточні (рис. 1.10).

У контурних системах продувки випускні і продувні вікна розташовані

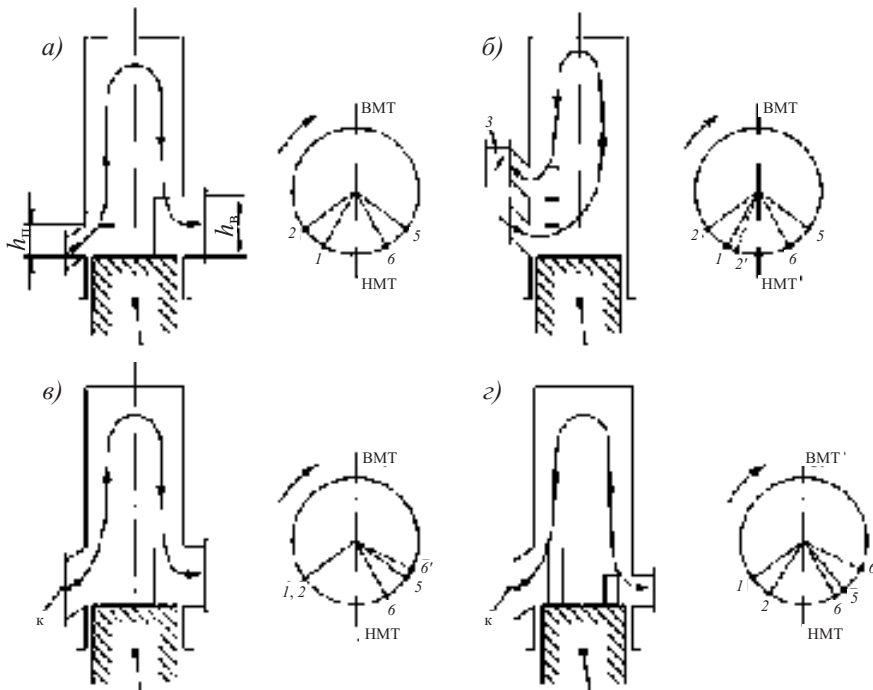


Рисунок 1.9. Контурні системи продувок

в нижній частині циліндра. Тому при русі продувного повітря від НМТ до ВМТ спочатку продувається одна зі сторін циліндра, а потім (при зворотному русі повітря) — протилежна.

У прямоточних системах випускні і продувні органи розташовані на кінцях циліндра, і тому потоки продувного повітря переміщуються тільки в одному напрямку — від НМТ до ВМТ (або навпаки). Тому загальна довжина шляху потоків повітря при газообміні в прямоточних системах приблизно в два рази коротша, ніж в контурних. За взаємним розташуванням вікон в циліндрі контурні системи продувок діляться на поперечні (рис. 1.9, а, в, з), у яких випускні вікна розташовані навпроти продувних, і петльові (рис. 1.9, б), у яких випускні та продувні вікна розташовані на одній і тій самій стороні циліндра.

Розглянемо найбільш характерні системи продувок двотактних ДВЗ. Розпочнемо з контурних систем (рис. 1.9).

1. *Поперечна, безклапанна, з висотою випускних вікон більше, ніж продувних* (рис. 1.9, а). Така система була реалізована у 30–40-х рр. на широковідомих двигунах заводу «Русский дизель» (м. Ленінград, наприклад, 6ДР30/50, 6ДРН43/61). До переваг цієї системи слід віднести простоту будови і надійність роботи. Але така система має й суттєві недоліки — завищені коефіцієнти якості — $\phi_0 = 1,8 \dots 1,9$, $\gamma_r = 0,12 \dots 0,14$; наявність так званої ділянки втрати заряду — ділянка 1–2 на спрощеній круговій діаграмі фаз газорозподілу, яка приведена поряд з принциповою схемою такої системи продувки.

2. *Петльова система, безклапанна з одностороннім розташуванням випускних і продувних вікон* (рис. 1.9, б). Таку систему застосовувала фірма MAN, наприклад, двигун 9KZ105C (9ДКРН 105/180). До переваг такої системи слід

віднести: дещо зменшується габаритний розмір двигуна; дещо спрощується компоновка системи на двигуні. Поряд з цим, такій системі притаманні й серйозні недоліки: найгірші показники якості — $\phi_0 = 1,9 \dots 2,0$, $\gamma_r = 0,14 \dots 0,16$, що пояснюється тим, що продувне повітря проходить найбільш довгий шлях в циліндрі (приблизно два діаметри плюс два хода поршня), а це призводить до перемішування продувного повітря з продуктами згоряння; наявність великої ділянки втрати заряду (ділянка 1–2 на спрощеній діаграмі). У зв'язку з тим, що при висхідному русі поршня після перекриття кромкою продувних вікон випускні вікна залишилися повністю відкритими, для усунення цього недоліку фірма MAN застосувала випускні заслінки 3, за допомогою яких усувалась ділянка втрати заряду (точка 1 та 2 співпадають на спрощеній діаграмі). Але через ненадійність таких заслінок в роботі фірма відмовилась від них.

3. *Поперечна, клапанна, з однаковою системою випускних і продувних вікон* (рис. 1.9, в), при цьому перед продувними вікнами стоїть незворотний автоматичний клапан К. Таку систему реалізувала шведська фірма «Нохаб-Поляр» на двигуні 68Т (ДРН 47/68). Наявність автоматичного клапану і однакова висота випускних і продувних вікон дозволили ліквідувати ділянку втрати заряду 1–2, а з іншої сторони — забезпечити наявність необхідної ділянки вільного випуску 5–6. Це дещо покращило показники якості такої системи: $\phi_0 = 1,7 \dots 1,8$; $\gamma_r = 0,10 \dots 0,12$. Недоліком системи є ускладнення конструкції двигуна, що знизить надійність його роботи.

4. *Поперечна, клапанна, з висотою випускних вікон меншою, ніж продувних* (рис. 1.9, з), при цьому перед останніми розміщено незворотний автоматичний клапан К. Така система реалізується на двигунах італійської фірми Fiat, наприклад,

двигун 12S105C (12ДКРН 105/180). До переваг такої системи слід віднести наявність ділянки дозарядки робочого циліндру 2–1, а це ще в більшій степені покращило показники якості — $\varphi_0 = 1,6 \dots 1,7$, $\gamma_r = 0,08 \dots 0,10$. При цьому залишився недолік — ускладнення конструкції.

Розглянуті контурні системи продувки знаходять застосування головним чином в тихохідних двигунах. Всі вони мають такий недолік, що з підвищенням частоти обертання, у зв'язку зі складною траєкторією продувного повітря в циліндрі двигуна, відбувається перемішування продувного повітря з продуктами згоряння і, відповідно, неякісна очистка циліндру. Прямоточні системи продувки такого недоліку не мають, а тому знаходять застосування як в тихохідних, так і швидкохідних двигунах.

Тепер розглянемо прямоточні системи продувок двотактних двигунів (рис. 1.10).

1. *Прямоточно-клапанна система продувки* (рис. 1.10, а) має продувні вікна, розміщені по всьому колу циліндра, та випускні клапани (від одного до чотирьох) в кришці робочого циліндра. Така система в даний час найбільш пошире-

на в судових двотактних МОД і СОД, зокрема, найбільш потужні двигуни 18RTA96 (18ДКРН96/250) фірми Wartsila та 12K108MC-E (12ДКРН 108/320) фірми MAN. Завдяки пошаровому заміщенню відпрацьованих газів продувним повітрям досягається добре очищення циліндра — показники якості наближаються до мінімальних значень: $\varphi_0 = 1,5 \dots 1,6$, $\gamma_r = 0,06 \dots 0,08$. Випуск газів через клапани дає можливість підбирати оптимальні фази газорозподілу і здійснювати дозарядку циліндру. Завдяки великій сумарній ширині продувних вікон висота їх робиться невеликою, що дозволяє збільшити корисний хід поршня. Недоліками цієї системи продувки є складність конструкції кришки робочого циліндру (особливо якщо для збільшення прохідного перерізу на ній встановлюють декілька клапанів) і всього газорозподільного пристрою в порівнянні з раніше розглянутими системами продувок. Дослідження показують, якщо на кришці встановлюють один клапан великого діаметру, як це робить фірма MAN, то під клапаном залишається непродувний газовий «мішок». Тому Брянський і Коломенський

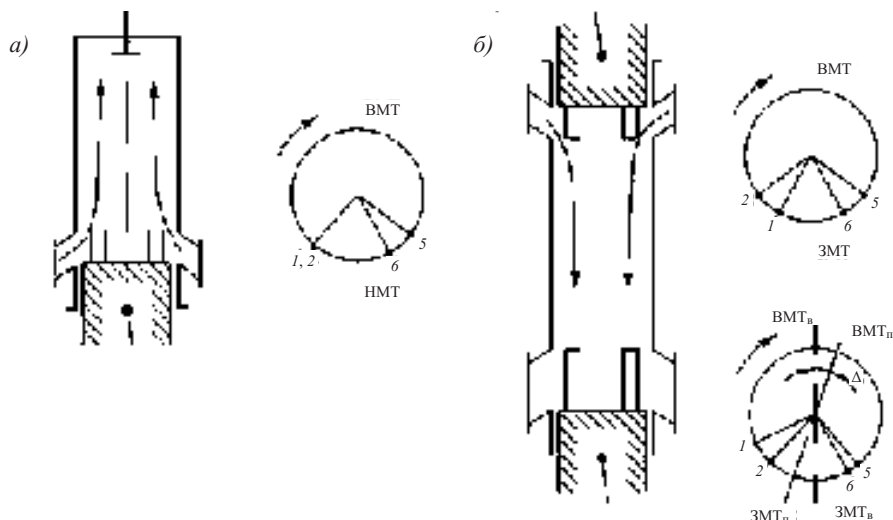


Рисунок 1.10. Прямоточні системи продувок

заводи встановлюють два клапани меншого діаметру, фірма «Сторк» — 3, а фірма Mitsubishi — 4.

2. *Прямоточно-щілинна система продувки* (рис. 1.10, б), що є однією з найбільш досконалих, використовується в двигунах з протилежно рухомими поршнями (ПРП). Прикладами двигунів з такою системою продувки є двигуни Харківського заводу ім. Малишева — тепловозний 10Д100 (10 ДН20,7/2×25,4), танковий 6ДТ (6ДН 12/2×12), а також судновий двигун англійської фірми Doxford — 76І (9ДКРН 76/150×50).

До переваг цієї системи відносяться відсутність запорних пристроїв за вікнами для забезпечення дозарядки, більш проста траєкторія руху повітря в циліндрі і, як наслідок, краще очищення циліндра від продуктів згоряння при меншій витраті продувального повітря. Коефіцієнти якості цієї продувки наближаються до таких в чотиритактних двигунах: $\varphi_0 = 1,4 \dots 1,5$, $\gamma_r = 0,04 \dots 0,06$. Можливість установки випередження кривошипа випускного поршня на потрібний кут (звичайно $8 \dots 12^\circ$ п.к.в.) дозволяє забезпечити ділянки вільного випуску 5–6 і дозарядки 2–1, що й показано на нижній спрощеній діаграмі фаз газорозподілу рисунку 10, б.

До недоліків такої системи слід віднести складність конструкції двигуна, обмежену можливість використання — тільки в двигунах з ПРП, високу теплову напруженість випускного поршня, конструктивні труднощі у випадку здійснення безпосереднього реверсу.

Порівняння робочих циклів та конструкцій чотиритактних й двотактних двигунів

Питання про те, в яких випадках використовувати двотактні двигуни, а в яких чотиритактні, є дуже складним та дискусійним.

Нерідко, базуючись на досвіді особистої конструкторської та дослідницької роботи, спеціалісти приходять до безпідставних висновків про недоцільність застосування двигунів із одним з вказаних циклів та про необхідність використання двигуна з іншим циклом. Двигуни кожного із вказаних типів мають переваги і недоліки, інколи буває важко сказати, що переважає в тому чи іншому випадку. Тільки при вирішенні конкретної задачі, маючи великий досвід в конструюванні двигунів і використовуючи багаточисельні статистичні дані щодо конструкції та експлуатації їх, можна зробити висновок про доцільність застосування чотири- чи двотактного двигуна. Інколи двигуни однієї розмірності випускались різними заводами різної тактності. Як приклад, двигун 8ЧН 23/30 заводу «Румо» (м. Н. Новгород) і двигун 8ДН 23/30 Коломенського тепловозобудівного заводу. Навпаки, фірма Sulzer одночасно випускала двигуни однієї розмірності, але різної тактності — 6ЧРН 40/48 і 6ДРН 40/48. Тому в подальшому будемо говорити тільки про переваги двигунів тієї чи іншої тактності.

Переваги двотактних двигунів:

1. Особливість двотактного двигуна полягає в тому, що при однакових розмірах циліндру та при однаковій частоті обертання колінчатого вала його потужність теоретично вдвічі більша, чим чотиритактного. В дійсності потужність двотактного двигуна перевищує потужність чотиритактного на 70...80%, так як частина ходу поршня витрачається на процес газообміну, в зв'язку з чим об'єм робочого циліндра використовується неповністю. Крім того, від 4 до 10% потужності, що розвивається двигуном, витрачається на привід продувального компресора.

2. Рівномірність крутного моменту в двотактних двигунах вища, так як по-

вний робочий цикл відбувається за два хода поршня (замість чотирьох).

3. Двотактний двигун має надійний пуск стиснутим повітрям при чотирьох циліндрах, в той час, як чотиритактний двигун для пуску з будь-якого положення колінчатого валу потребує наявності не менше шести циліндрів.

4. Конструкція двотактного двигуна простіша, чим чотиритактного, особливо при застосуванні контурної безклапанної продувки. В той же час для здійснення двотактного циклу необхідна наявність продувального агрегату.

Переваги чотиритактних двигунів:

1. Процеси очищення робочого циліндру від продуктів згоряння і наповнення його свіжим повітрям більш досконало відбувається в чотиритактних двигунах, де для цих процесів відводиться більше ніж два хода поршня і ці процеси в основному рознесені в часі, тоді як в двотактних двигунах на процеси газообміну відводиться лише частина ходу поршня і вони поєднуються.

2. В чотиритактному двигуні є можливість змінювати фази газорозподілу відповідно з установкою кулачкових шайб на розподільному валу. В двотактному двигуні зі щільною системою продувки цього не можна зробити без заміни втулки робочого циліндра.

3. Теплонапруженість чотиритактних двигунів менша, так як процес згоряння в ньому повторюється в два рази рідше,

ніж в двотактних, а це призводить до збільшення моторесурсу чотиритактних двигунів.

4. Чотиритактні двигуни на 15...25% мають більшу швидкохідність, ніж двотактні, що пов'язано з обмеженістю процесів газообміну в останніх.

Перераховані переваги двигунів різної тактності передбачають їх розповсюдження. Багато застосовується двотактних двигунів малої потужності, зокрема — мотоциклетні, підвісні човнови. Це пояснюється порівняно простотою їх конструкції та обслуговуванням, яке може здійснюватися людьми з мінімальною технічною підготовкою. Найбільше розповсюдження в народному господарстві мають двигуни середньої потужності (двигуни річкових суден, автомобільні, тракторні), тому вони повинні мати максимальну економічність та моторесурс. Таким вимогам переважно задовольняють чотиритактні двигуни, і якраз вони отримали в області середньої потужності найбільшу розповсюдженість. Зокрема, на судах річкового флоту двотактних двигунів практично немає.

Щоб зменшити габарити і масу суднових малооборотних двигунів великої потужності, яка сягає в даний час 100 тис. кВт, їх будують тільки двотактними. Навіть при двотактному виконанні діаметр циліндра в сучасних двигунах досягає 1080 мм, а при чотиритактному використанні він був би значно більшим.

1.4 Термодинамічні основи роботи суднових ДВЗ

Узагальнений ідеальний цикл

Судновий ДВЗ як теплова машина характеризується відповідними ідеальними термодинамічними циклами. Під ідеальним циклом розуміється спрощена термодинамічна схема робочого циклу (скупність елементарних термодинамічних

процесів), що не має яких-небудь втрат енергії, крім однієї, неминучої — віддачі тепла холодному джерелу (згідно другому закону термодинаміки).

Вивчення ідеальних циклів дає можливість встановити межу корисного використання тепла в двигуні, оцінити

досконалість різних типів ДВЗ, порівняти між собою економічно різні цикли та виявити шляхи подальшого вдосконалення теплових двигунів.

При розгляді ідеальних циклів приймаються наступні основні припущення:

- в ідеальному циклі приймає участь постійна кількість ідеального газу незмінного складу з постійною теплоємністю, тобто не враховуються процеси впуску і випуску;

- процеси стиску і розширення приймаються адіабатними, тобто без теплообміну з навколишнім середовищем;

- дійсні процеси згоряння палива і випуску відпрацьованих продуктів замінюються умовними процесами підводу і відводу тепла при постійному тиску $p = \text{const}$ чи при постійному об'ємі $V = \text{const}$;

- всі процеси, що складають ідеальний цикл, є оборотними, тобто в циклі відсутні будь-які втрати, крім віддачі тепла холодному джерелу, яка необхідна для перетворення теплоти в механічну роботу (згідно другого закону термодинаміки).

Прийняті припущення значно полегшують розгляд ідеальних циклів внаслідок більш простих аналітичних співвідношень, що дозволяє виділити вплив тих факторів, які визначають економічність та ефективність циклу. Разом з цим відсутність врахування втрат призводить до того, що розрахункові показники ідеальних циклів будуть більш високими, ніж в реальних двигунах. Значення аналізу цих циклів полягає в тому, що його результати дозволяють виявити вплив основних термодинамічних факторів на досконалість перетворення теплоти на механічну роботу і порівняти різні цикли за показниками їх економічності і ефективності.

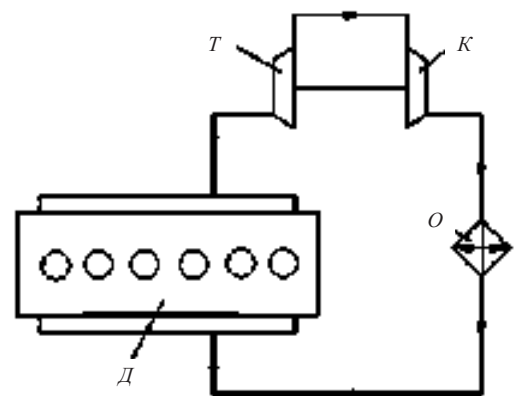
Ідеальний термодинамічний цикл слід розглядати в якості еталона, до якого слід прямувати при здійсненні робочих циклів в реальному двигуні.

Сучасні суднові двигуни будуються виключно з наддувом, тому в спрощеному варіанті це комбінований двигун, що складається з поршневого двигуна, газової турбіни і компресору.

В кожному з цих агрегатів відбуваються взаємопов'язані процеси, які для зручності можуть бути об'єднані в єдиний цикл, названий узагальненим термодинамічним циклом.

Розглянемо узагальнений ідеальний цикл комбінованого ДВЗ (рис. 1.11), який включає в себе змішаний підвод теплоти в двигуні D , процеси стиску робочого тіла в компресорі K , розширення в газовій турбіні T і охолодження заряду в охолоджувачі O . Всі інші цикли будуть окремими випадками узагальненого циклу, а співвідношення величин і параметрів для них можуть бути легко отримані з відповідних загальних виразів.

Узагальнений ідеальний цикл комбінованого двигуна зображений на рис. 1.12 в координатах $p-V$. На рисунку показані характерні точки циклу, а також приведені позначення характерних безрозмірних параметрів окремих процесів у вигляді обведених кружками букв у кожному процесі.



Узагальнений цикл будемо розглядати, як такий, що включає наступні процеси:

$a-a'$ — адіабатне стиснення в компресорі;

$a'-a$ — проміжне охолодження після компресора;

$a-c$ — адіабатне стиснення в циліндрі двигуна;

$c-y$ — ізохорне підведення теплоти;

$y-z$ — ізобарне підведення теплоти;

$z-b$ — адіабатне розширення в циліндрі двигуна;

$b-r'$ — ізохорне відведення теплоти із циліндра двигуна (відповідає випуску газів із циліндра двигуна);

$r'-r$ — ізобарне підведення теплоти на турбіну (підвищення температури випускних газів при випуску в реальних двигунах);

$r-f$ — адіабатне розширення в турбіні;

$f-o$ — ізобарне відведення теплоти холодному джерелу.

Слід відмітити, що кількість теплоти q , відведеної по ізохорі $b-r'$, повинна дорівнювати кількості теплоти, що отримує робоче тіло по ізобарі $r'-r$.

В процесі підводу теплоти робочому тілу надається кількість теплоти q_{1V} по ізохорі $c-y$ і q_{1p} по ізобарі $y-z$. Відведена теплота складається з q_{ox} — кількості теплоти, відведеної при проміжному охолодженні по ізобарі $a-a'$, та q_{2p} — кількості теплоти, відведеної до холодного джерела по ізобарі $f-o$.

Для аналізу узагальненого ідеального циклу треба отримати формулу для термодинамічного коефіцієнту корисної дії (ККД) з використанням безрозмірних параметрів циклу.

Безрозмірні параметри циклу представляють собою відношення параметрів стану робочого тіла (об'ємів або тисків) в характерних точках робочого циклу.

Для узагальненого циклу (див. рис. 1.12) вводяться такі параметри. Слід

відзначити, що всі параметри мають значення більше одиниці.

$$\varepsilon_k = \frac{V_0}{V_{a'}} \text{ — ступінь тиску в компресорі.}$$

$$\pi_k = \frac{p_a}{p_0} \text{ — ступінь підвищення тиску в компресорі.}$$

$$\omega = \frac{V_{a'}}{V_a} \text{ — ступінь зменшення об'єму}$$

при віддачі тепла в охолоджувачі.

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_e} \text{ — ступінь стиску в двигуні.}$$

$\varepsilon_0 = \varepsilon_k \cdot \varepsilon$ — загальна ступінь стиску в комбінованому двигуні.

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} \text{ — ступінь підвищення тиску при ізохорному підводі тепла.}$$

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} \text{ — ступінь попереднього розширення при ізобарному підводі тепла.}$$

$$\delta = \frac{V_b}{V_c} \text{ — ступінь подальшого розширення.}$$

$$\sigma = \frac{p_b}{p_r} \text{ — ступінь зниження тиску при ізохорному відведенні тепла із двигуна.}$$

$$\beta = \frac{V_r}{V_b} \text{ — ступінь збільшення об'єму при ізобарному підведенні тепла на турбіну.}$$

$$z = \frac{p_r}{p_f} \text{ — ступінь пониження тиску при адіабатному розширенні в турбіні.}$$

$$\varphi = \frac{V_f}{V_0} \text{ — ступінь зменшення об'єму при віддачі тепла холодному джерелу.}$$

$$\psi = \frac{V_b}{V_a} \text{ — ступінь зменшення об'єму при газообміні.}$$

$$\tau = \frac{p_a}{p_r} \text{ — ступінь змінювання тиску при газообміні.}$$

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$
$$q_1 = q_{1V} + q_{1p},$$
$$q_2 = q_{ox} + q_{2p}.$$
$$\eta_t = 1 - \frac{q_{ox} + q_{2p}}{q_{1V} + q_{1p}}.$$
$$q_1 = q_{1V} + q_{1p} = c_V(T_v - T_c) + c_p(T_z - T_v);$$

$$q_2 = q_{ox} + q_{2p} = c_p(T_{a'} - T_a) + c_p(T_f - T_0).$$

Температури в характерних точках ідеального циклу можна виразити через початкову температуру T_0 , безрозмірні параметри циклу і показник адіабата $k = \frac{c_p}{c_v}$, для чого скористаємося відомими

$$\eta_t = 1 - \frac{k}{\varepsilon^{k-1}[(\lambda-1) + k\lambda(\rho-1)]} \left[(\omega-1) + \frac{(\varphi-1)\tau^{\frac{k-1}{k}} \beta \lambda \rho^k}{\pi_k^{\frac{k}{k-1}} \varphi \sigma \psi^{k-1}} \right] \quad (a)$$

із курсу термодинаміки співвідношеннями між параметрами ідеального газу в адіабатному та ізохорному процесах:

$$T_{a'} = T_0 \epsilon_\kappa^{k-1}; T_a = \frac{T_{a'}}{0} = T_0 \frac{\epsilon_\kappa^{k-1}}{0};$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{k-1} = T_0 \frac{\varepsilon_0^{k-1}}{\Theta};$$

$$T_y = T_c \lambda = T_o \frac{\varepsilon_o^{k-1} \lambda}{\Omega}; T_z = T_y \rho = \frac{\lambda \rho \varepsilon_o^{k-1}}{\Omega};$$

$$T_f = T_o \varphi_f.$$

Після підстановки отриманих значень температур в вираз для η_b , скорочення T_0 і виконання відповідних перетворень, отримаємо кінцеву формулу термодинамічного ККД узагальненого ідеального циклу у вигляді, зручному для подальшого аналізу:

Із курсу термодинаміки відомо, що для підвищення економічності та ефективності газового циклу необхідно розширити «границі» змінювання параметрів стану робочого тіла: зі збільшенням

різниці параметрів газу $\Delta T = T_{\max} - T_{\min}$; $\Delta p = p_{\max} - p_{\min}$; $\Delta V = V_{\max} - V_{\min}$ економічність та ефективність циклу зростає. Це положення повністю відноситься і до робочих циклів двигунів, хоча є технічні труднощі їх використання, так як ΔT та Δp обмежуються зростанням теплової та механічної напруженості, а ΔV — збільшенням розмірів і маси двигуна.

Тому аналіз впливу окремих параметрів на економічність та ефективність узагальненого ідеального циклу будемо робити з урахуванням реальних можливостей їх виконання.

1. Підвищення ступеня стиску ε в двигуні приводить до зростання η , тобто до кращого використання тепла в двигунах, що видно з формули (а), в зв'язку зі зменшенням величини дробу, що віднімається від одиниці, але збільшення ε в реальних умовах приведе до підвищення тиску p_c в кінці стиску і пов'язаного з цим зростання максимального тиску p_z , що приведе до зростання механічних навантажень на елементи конструкції. Тому значне підвищення ступеня стиску ε не бажане.

2. Збільшення ступеня змінювання об'єму при газообміні ψ , тобто застосування подовженого розширення, підвищує η . Це говорить про доцільність збільшення подовженого розширення при заданому ступеню стиску. Збільшення ψ можливе за рахунок збільшення ходу поршня. Цим пояснюється широке застосування в даний час довгоходових двигунів, коли відношення S/D зросло до 4...5.

3. Підвищення ступеня зменшення об'єму при віддачі тепла в охолоджувачі ω , тобто більш інтенсивне охолодження заряду циліндра призводить до зниження η . Але, як показують розрахунки, зниження ККД в цьому випадку невелике і складає для реальних умов 1,5...3%. Так як охолодження заряду, забезпечуючи збільшення повітряного заряду ци-

ліндрів двигуна, дозволяє підвищити потужність двигуна при одночасному зростанні механічного і відносного ККД, що перевищує втрати на охолодження, то практично зниження η від застосування охолодження виявляється незначним і компенсується зростанням потужності та механічного ККД. А якщо врахувати, що при охолодженні заряду знижується теплонапруженість двигуна, то ще більш доцільним стає застосування проміжного охолодження, що і спостерігається в сучасному двигунобудуванні.

4. Збільшення ступеня підвищення тиску в компресорі π_k призводить до підвищення η , що говорить про доцільність застосування наддуву судових ДВЗ. Але не слід забувати про зростання механічної напруженості основних деталей двигунів, а тому тиск наддуву обмежується значеннями $p_k \leq 0,5$ МПа.

5. Збільшення ступеня змінювання тиску при газообміні τ призводить до зниження η . Це вказує на необхідність добиватися при конструюванні двигунів зменшення опорів в системах газообміну, особливо в системі впуску, від чого залежить тиск p_a . Величина системи пониження тиску при відводі тепла із двигуна σ чинить зворотній вплив на η , що компенсує негативну дію зростання τ .

6. Зі збільшенням ступеня попереднього розширення при ізохорному підводі тепла p зменшується η , так як чисельник дробу в формулі (а) зростає швидше, ніж знаменник, оскільки в чисельнику p входить в ступені k ($k > 1$), а в знаменнику p має показник ступеня — одиницю.

7. Ступінь підвищення тиску λ при даній кількості підведеного тепла пов'язаний з величиною p . Зі збільшенням λ буде зменшуватись p та, відповідно, зростати η . Проте, при збільшенні λ зростає максимальний тиск циклу, що веде до зниження механічного ККД. Це при певних

значеннях λ може потягнути за собою зниження загального ККД. Таким чином, збільшення λ корисне до певної межі, й при виборі λ треба пов'язувати його вплив на величину p та іншими конструктивними факторами.

Порівняльний аналіз ідеальних циклів двигунів внутрішнього згоряння

Як відомо, в основу роботи ДВЗ покладені три ідеальні цикли, які відрізняються способом підводу тепла при однаковому способі відводу, а саме при постійному об'ємі $V = \text{const}$. Це цикл при підводі тепла при постійному об'ємі $V = \text{const}$ (цикл Отто), при постійному тиску $p = \text{const}$ (цикл Дизеля) і змішаному підводі тепла — спочатку при $V = \text{const}$, а потім при $p = \text{const}$ (цикл Трінклера).

Проведемо порівняльний аналіз цих трьох циклів за ступенем використання тепла в них. Критерієм оцінки візьмемо термодинамічний ККД η_i ідеального циклу, який можна представити в загальному вигляді:

$$\eta_i = 1 - \frac{q_2}{q_1},$$

де q_1 — питома кількість тепла, підведена до робочого тіла; q_2 — питома кількість тепла, відведена холодному джерелу.

Найбільш зручно порівнювати цикли в координатах $T-S$ (температура–ентропія), так як в цьому випадку площі під кривими підводу і відводу тепла пропорційні кількості підведеного і відведеного тепла. Завдяки цьому, в таких координатах достатньо побудувати цикли з урахуванням елементарних положень термодинаміки, щоб мати можливість зробити висновок про економічність і тепловикористання в різних циклах.

Для можливості порівняння циклів слід прийняти деякі основні умови їх

здійснення. Такими умовами можуть бути кількість підведеного тепла, температура і тиск циклу, ступень стиску тощо.

Прийнемо спочатку однакові наступні величини: кількість підведеного тепла $q_1 = \text{idem}$, ступень стиску $\varepsilon = \text{idem}$. Побудуємо в цих умовах всі три цикли в координатах $T-S$ (рис. 1.13).

При таких зроблених припущеннях, як видно на рис. 1.13, найбільш економічним є цикл підвода тепла при $V = \text{const}$, тому, що $\eta_i^V > \eta_i^{Vp} > \eta_i^p$, та при однакових кількостях підведеного тепла q_1 (площі під кривими cz , cz' , cz'' однакові); кількість відведеного тепла в ізохорному циклі ($V = \text{const}$) буде найменшою, яка відповідає площі $1ab2$; в циклі зі змішаним підводом тепла кількість відведеного тепла більше на площу $2bb'2'$, а в циклі з підводом тепла по ізобарі az' ще більше — на площу $2'b'b''2''$.

Однак, прийняті умови порівняння не відповідають умовам, що мають місце в реальних двигунах.

В карбюраторних бензинових двигунах (для яких цикл з $V = \text{const}$) при роботі стискується суміш пари палива

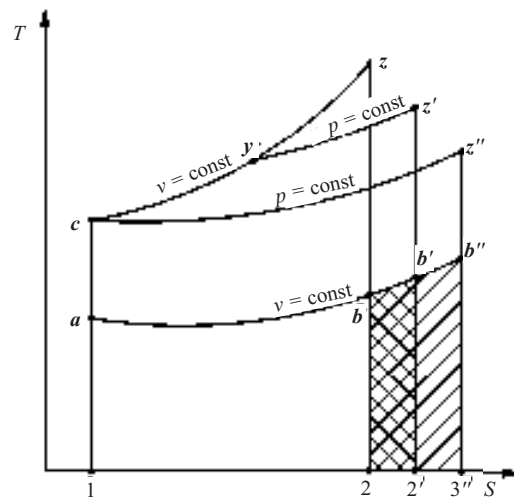


Рисунок 1.13. Порівняння ідеальних циклів ДВЗ при $q_1 = \text{idem}$ та $\varepsilon = \text{idem}$

з повітрям. Стиск відбувається до температури, яка значно нижча за температуру займання суміші, щоб уникнути випадкових передчасних спалахів і зробити процес займання суміші керованим.

В безкомпресорних двигунах зі змішаним підводом тепла в циліндрах стискується чисте повітря з незначною кількістю залишкових газів до температури, що значно перевищує температуру самозаймання палива. В таких двигунах ступінь стиску приймають значно більш високим, ніж у карбюраторних двигунах ($\epsilon^{Vp} = 14-18$ проти $\epsilon^V = 6-9$) та більш високим, ніж у компресорних двигунах, для яких характерним був ступінь стиску $\epsilon^p = 10-14$.

2. Тому для порівняння необхідно прийняти такі умови: $q_1 = \text{idem}$, а $\epsilon = \text{var}$, при цьому $\epsilon^{Vp} > \epsilon^p > \epsilon^V$ (рис. 1.14).

Як видно з рис. 1.14, за таких умов порівняння найбільш економічним за тепловикористанням є цикл зі змішаним підводом тепла, так як

$$\eta_t^{Vp} > \eta_t^p > \eta_t^V.$$

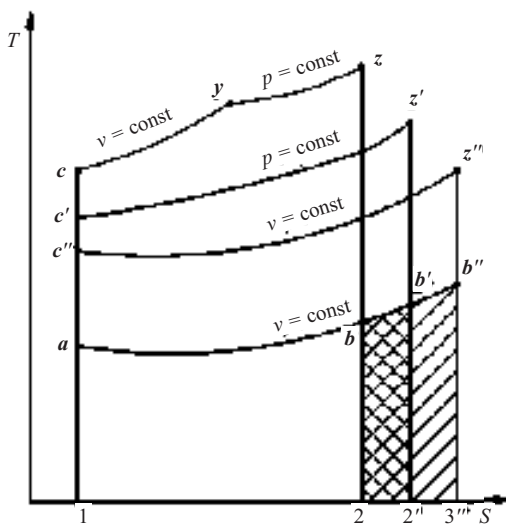


Рисунок 1.14. Порівняння ідеальних циклів ДВЗ при $q_1 = \text{idem}$ та $\epsilon = \text{var}$

Цим пояснюється те, що на практиці в останні роки все більше поширюється застосування двигунів зі змішаним підводом тепла, тобто дизельних, які витискають карбюраторні двигуни в різних галузях народного господарства, в тому числі й на автомобільному транспорті відбувається так звана дизелізація. Що стосується компресорних двигунів, то вони в даний час не випускаються, через явні недоліки, які їм притаманні.

3. В реальних умовах здійснення циклів основною технічною умовою нерідко являється практичне значення максимального тиску p_z , який визначає механічну напруженість двигуна. Виходячи з цього, візьмемо такі умови для порівняння:

$$q_1 = \text{idem}, p_z = \text{idem}, \epsilon = \text{var},$$

при цьому $\epsilon^p > \epsilon^{Vp} > \epsilon^V$ (див. рис. 1.15).

Як видно з рисунка порівняння при таких умовах, найбільш економічним є цикл з підводом тепла при $p = \text{const}$:

$$\eta_t^p > \eta_t^{Vp} > \eta_t^V.$$

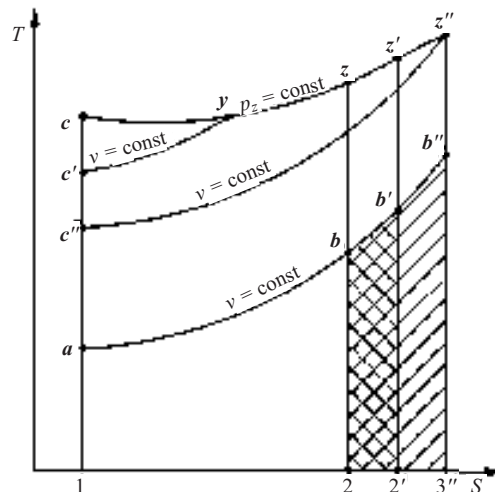


Рисунок 1.15. Порівняння ідеальних циклів ДВЗ при $q_1 = \text{idem}$, $p_z = \text{idem}$, $\epsilon = \text{var}$

Цим пояснюється те, що в сучасних МОД доля підведеного тепла при $V = \text{const}$ істотно зменшилась (ступінь підвищення тиску λ для них дорівнює 1,1...1,25). А в СОД фірми Wartsila (двигуни Vasa 32, 46, 64), як витікає з приведених в реклам-

них матеріалах індикаторних діаграм цих двигунів, підведення тепла відбувається по ізобарі $p_z = \text{const}$, що дозволило суттєво покращити екологічні показники цих двигунів, особливо за викидами окисів азоту NO_x .

Завдання та запитання для самоконтролю

1. Дати визначення двигуна внутрішнього згоряння.
2. Назвати принципову різницю в схемах роботи чотири- та двотактних двигунів.
3. Зобразити індикаторну та кругову діаграму фаз газорозподілу чотиритактного двигуна.
4. Зобразити індикаторну та кругову діаграму фаз газорозподілу двотактного двигуна.
5. Дати порівняльну характеристику основним схемам продувок двотактних ДВЗ.
6. Які основні ознаки класифікації суднових ДВЗ?
7. Розшифруйте умовні позначення суднових ДВЗ: 6ЧНСП25/34, 6ДКРН60/229 та марку 10Д100.
8. Які ідеальні цикли покладені в основу роботи ДВЗ?
9. Зобразити в координатах $P-V$ узагальнений ідеальний цикл суднових ДВЗ.

КОНСТРУКЦІЯ СУДНОВИХ ДВЗ

Судновий ДВЗ – одна з найбільш складних теплових машин, для дії якої потрібна велика кількість агрегатів, пристроїв, складальних одиниць (вузлів), деталей. Ці складові впливають одна на одну, і разом з тим кожна з них виконує певну функцію.

Розглядати такі складні машини зручно за такою схемою, як сукупність взаємозв'язаних елементів різного рівня складності. Судновий ДВЗ складається з вузлів, які мають різні функціональні призначення.

Остов двигуна підтримує і спрямовує рухомі деталі, сприймає всі зусилля при роботі двигуна, являє собою сукупність нерухомих деталей — фундаментами (у двигунах з підвісним колінчастим валом відсутня), картера, циліндрів,

кришок циліндрів, а також анкерних пов'язей, шпильок та болтів, що стягують ці деталі.

Кривошипно-шатунний механізм (КШМ) — сприймає зусилля від тиску газів та перетворює зворотно-поступальний рух поршня в обертальний рух колінчатого вала. Основні деталі КШМ у крейцкопфних двигунах — поршень, шток поршня, крейцкопф, шатун, колінчатий вал; у тронкових двигунах — поршень, поршневий палець, шатун, колінчатий вал.

Механізм газорозподілу — відкриває та закриває впускні та випускні органи згідно з прийнятими фазами газообміну; складається з робочих клапанів та деталей, що передають до них рух від колінчатого вала – шестерень, розподільного вала, штовхачів, штанг, важелів (коромисел).

2.1 Остов двигуна

Конструктивні особливості остова

Основні нерухомі деталі утворюють остов двигуна, що являє собою опору для різних вузлів та рухомих деталей і архітектурно оформляє зовнішній вигляд двигуна. Він складається з фундаментами

рами, картера, циліндрів та їх кришок. Всі ці елементи з'єднані пов'язями у єдину конструкцію. Конструктивне оформлення деталей остова визначається призначенням і типом двигуна, кількістю і розташуванням циліндрів, схемами КШМ і механізму газорозподілу.

На рис. 2.1 показані конструктивні схеми остова судових рядних двигунів, які розрізняються кількістю роз'ємів між його деталями та способом укладки колінчатого вала. Ці відмінності викликані особливими вимогами до габаритів, маси, технології виготовлення, зручності обслуговування та ремонту двигуна. Остови V-подібних двигунів та із ПРП (протилежно-рухомими поршнями) більш складні та виконуються за схожими між собою схемами.

Остов крейцкопфних двигунів має, як правило, велику висоту (рис. 2.1, а), складається з фундаментної рами 1, картера 2, циліндрів 3 з установленими в них циліндровими втулками 4 та кришок циліндрів 5. З технологічних міркувань та зручності монтажу остов виконують з трьома горизонтальними роз'ємами та з колінчатим валом, укладеним в підшипники фундаментної рами. Жорсткість

його забезпечується за рахунок з'єднання деталей довгими анкерними пов'язями.

У тронкових двигунах для підвищення жорсткості остова, зниження його маси окремі його елементи часто об'єднують в одне ціле, що технологічно цілком допустимо. Конструктивно це виконується об'єднанням циліндрів двигуна з картером у спільний блок-картер 1 (рис. 2.1, б), а також використанням розвинутої по висоті фундаментної рами 1, виконаної як одне ціле з картером і окремим блоком циліндрів 2 (рис. 2.1, в). З'єднують ці елементи наскрізними анкерними пов'язями 2 (рис. 2.1, б) або укороченими силовими шпильками 3 (рис. 2.1, в), вкрученими у нижню частину блока циліндрів.

Остов з підвісним колінчатим валом — порожнистий у сучасних СОД та ВОД у зв'язку з більшою жорсткістю і меншою масою конструкції. В однорядних СОД великої потужності застосовують

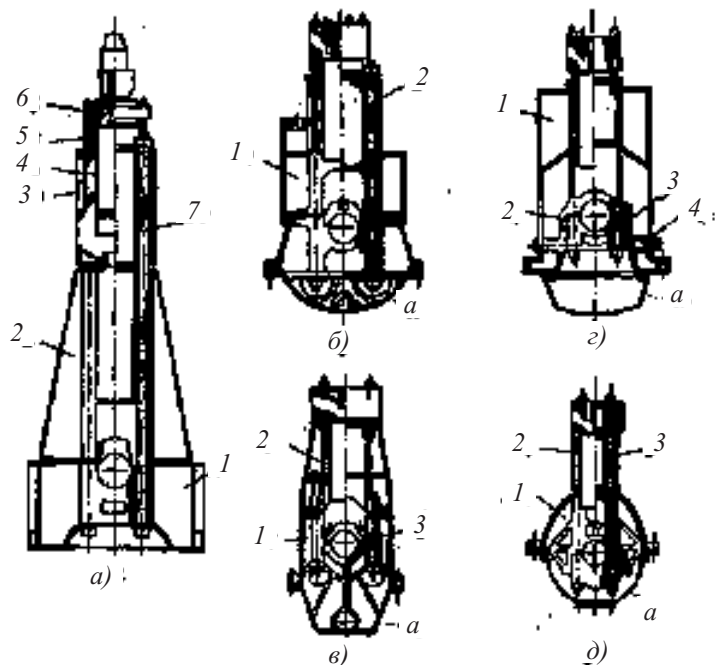


Рисунок 2.1. Конструктивні схеми остовів дизелів

блок-картер *1*, до якого знизу масивними кришками підшипників *2* підвішують колінчатий вал (рис. 2.1, *з*). Ці кришки утримуються за допомогою анкерних *3* та шпрингельних *4* пов'язів. Часто остов рядних та V-подібних двигунів з підвісним колінчатим валом виконують за схемою, де картер *1* та блок циліндрів *2* відлиті окремо та стягнуті силовими шпильками *3* (рис. 2.1, *д*). При цій схемі, незважаючи на додатковий роз'єм, зберігається жорсткість, спрощується виготовлення остова, знижується його маса, тому що блок циліндрів розвантажується від розтягуючих зусиль.

У більшості двигунів кришку циліндрів кріплять до блока циліндрів короткими силовими шпильками, розташованими у верхній його плиті. Загальна маса деталей остова з чавуну в багатьох випадках обумовлюється схемою їх навантаження. При розтягуванні остова газовими силами його деталі виходять більш важкими. У конструкціях, де остов стягнуто анкерними пов'язями, деталі

можуть бути полегшеними, адже чавун на стиснення працює краще, ніж на розтягування (межа міцності чавуна на стиснення складає $7 \dots 8$ МПа, на розтягування — $1,8 \dots 2,6$ МПа). Якщо деталі остова виготовляють сталевими зварними, то анкерні пов'язі розвантажують зварні шви.

Фундаментна рама являє собою основу для деталей остова, призначена для укладання колінчатого вала та служить ємкістю для збирання масла, що витікає з вузлів мащення двигуна. Рама навантажена масою двигуна, силами інерції поступально рухомих та обертових мас.

Фундаментна рама складається з двох жорстких поздовжніх балок *1* (рис. 2.2, *а, б*), пов'язаних поперечними балками *2* двотаврового, коробчастого чи іншого перерізу, в яких маютья постелі (гнізда) *3* для встановлення рамових підшипників *4*. Поперечні балки розділяють раму на відсіки (за числом циліндрів), в яких обертаються кривошипи колінчатого вала. Опорними полками *5* раму встановлюють на підготовлений судовий фундамент.

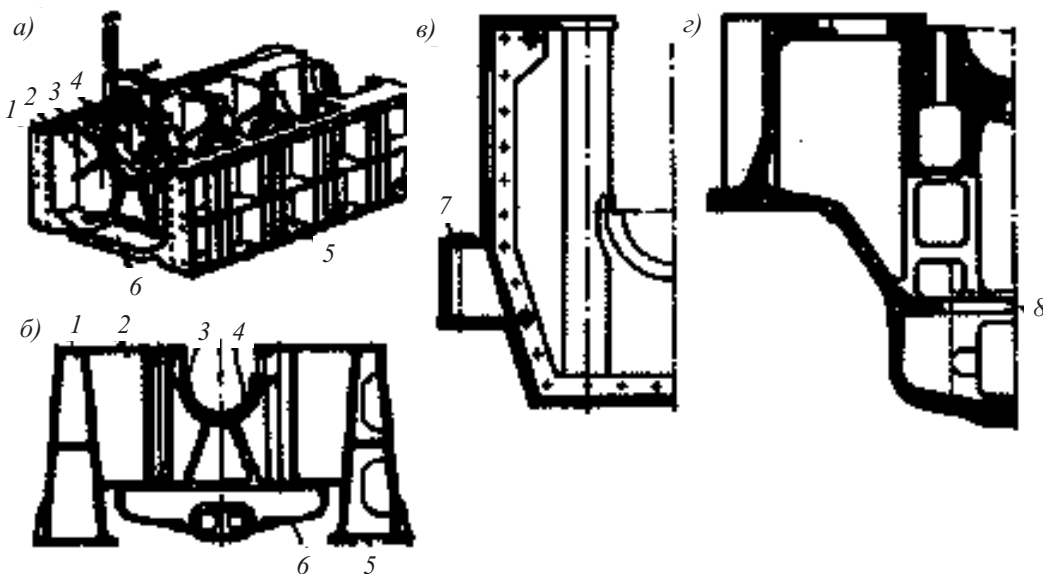


Рисунок 2.2. Фундаментні рами

В залежності від типу та потужності двигуна фундаментні рами виконують литими, зварними та зварно-литими. Матеріалом для виготовлення литих рам є чавун, а для зварних і зварно-литих — сталь. Застосування зварних та зварно-литих конструкцій дозволяє знизити масу рами і вартість її виготовлення.

За конструкцією розрізняють суцільні та складені рами. Останні (рис. 2.2, а) зазвичай виконують з двох частин, жорстко з'єднаних призонними болтами, що спрощує їх виготовлення, транспортування і монтаж. Однак жорсткість складених рам менша, а за рахунок стиків збільшується площа оброблюваних поверхонь.

В опорних полках рами є отвори 7 для фундаментних болтів (звичайних або довгих з дистанційними трубками для збільшення їх податливості), за допомогою яких рами кріплять до судового фундаменту (рис. 2.2, в). Частину болтів в кормовому кінці рами встановлюють в отвори, розроблені під розвертку (призонні болти), що забезпечує можливість її розширення при нагріванні в сторону носової частини і забезпечення центрування.

Порожнина рами та піддон, що закривають її знизу, утворюють маслосбірник. Для підвищення жорсткості рами піддон

часто виконують разом з нею (рис. 2.2, з). У СОД з підвісним колінчатим валом та МОД він з'ємний, зварної конструкції. Піддон виконують з нахилом до середньої або кормової частини рами, щоб забезпечити в умовах плавання надійний злив масла у циркуляційну цистерну, або прийом з нього масла циркуляційним насосом. У маслосбірнику між поперечними перегородками часто встановлюють над рівнем масла металеву сітку 8, яка зменшує піноутворення масла та запобігає потраплянню у нього сторонніх предметів.

Рамові підшипники (рис. 2.3) являють собою опори для шийок колінчатого вала. Вони виконані як роз'ємні підшипники ковзання, складені з двох циліндричних вкладишів, внутрішня поверхня яких залита антифрикційним сплавом. Корпусом для вкладишів є жорсткі приливи (постелі) у поперечних перегородках рами або картера та кришки підшипника, які притискають вкладиші до постелі. Під час роботи двигуна елементи підшипника навантажені силами від тиску газів та силами інерції КШМ, що викликають механічне напруження в деталях підшипника та знос тертьових поверхонь. Вкладиші виконують змінними, які не потребують пригонки при монтажі. Вони бувають

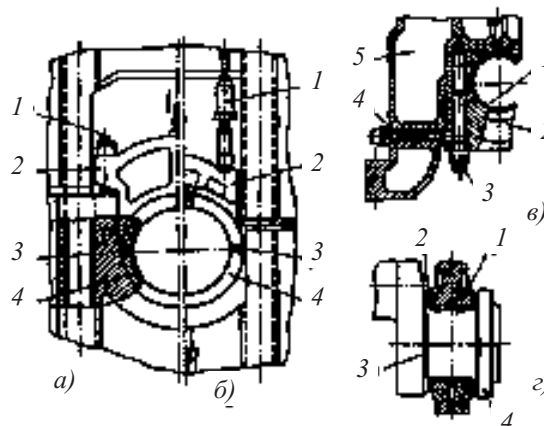


Рисунок 2.3. Рамові підшипники

товстостінними (звичайно двошарові), що мають товщину стінки понад $1/20$ його зовнішнього діаметра, та тонкостінними (багатошарові) — з товщиною стінки менш, ніж $1/30$ діаметра.

У МОД застосовують товстостінні, виконані зі сталі 20 та 30 вкладиші 4 (рис. 2.3, а, б), робочу поверхню яких заливають бабітом Б89, Б83, БН. Товщина шару заливки становить $1,8 \dots 2,5$ мм. При зношенні шару бабіту масляний зазор у підшипнику регулюють, виймаючи зі стику між вкладишами калібровані прокладки 3.

У СОД та ВОД, які мають підвищене навантаження на підшипник, застосовують тонкостінні вкладиші 1 (рис. 2.3, в) з маловуглецевої сталі 10, 15 чи 20 із заливкою товщиною $0,3 \dots 0,8$ мм зі свинцевистої бронзи БрС30; для поліпшення протизадирних властивостей та припрацьовуваності свинцевисту бронзу вкривають тонким шаром свинцево-олов'янистого сплаву. При зношуванні заливки тонкостінні вкладиші замінюють.

Кришку підшипника 2 закріплюють болтами або шпильками 1 (рис. 2.3, а). Іноді в СОД та МОД для зменшення відстані між анкерними пов'язями кришку 2 притискають одним-двома домкратами 1, які упираються в зміцнену ребром поперечну балку картера або блок-картера (рис. 2.3, б). Кришки мають двотавровий або коробчастий переріз та відливаються з чавуну СЧ20, СЧ25 або сталі 30.

Підвісний колінчатий вал у двигунах без фундаментної рами лежить на жорстких кришках (підвісках) 2, виготовлених зі сталюого лиття або поковки. Кріпляться підвіска шпильками 3 із зусиллям натяжки, яке перевищує зусилля від максимального тиску згоряння. У високофорсованих ВОД та СОД, щоб виключити деформацію підшипникового вузла, підвісні кришки 2 з'єднують з кар-

тером 5 горизонтальними пов'язями 4 (рис. 2.3, в). Надійна фіксація кришки відносно фундаментної рами або картера забезпечується застосуванням напрямних пазів та замків.

Для фіксування від осевого переміщення колінчатого вала під час роботи двигуна один із рамових підшипників (частіше кормовий) виконують установочним (опорно-упорним). Колінчатий вал нагрівається і подовжується більше, чим фундаментна рама (подовження 1 м довжини вала складає $0,01$ мм/°С), тому для забезпечення вільного подовження вала при його нагріванні в установочному підшипнику передбачають мінімальний осевий просвіт, а інші рамові підшипники виконують меншої довжини, ніж рамові шийки колінчатого валу. Вкладиші установочного підшипника забезпечують опорними 1 та упорними поверхнями, залитими антифрикційним сплавом. У них упираються оброблені кільцеві поверхні щік 3 та кільцевий гребінь (бурт) 4 вала (рис. 2.3, з).

Деякі МОД і СОД мають вмонтовані головні упорні підшипники, які сприймають упор гребного гвинта. У таких двигунах необхідність в установочних підшипниках відпадає.

Масло для мащення та охолодження підшипників підводять через його кришку (рис. 2.3, а) або постіль (рис. 2.3, б), та далі по свердленнях або кільцевих канавках до охолоджувачів у площині роз'єму, які сприяють розподілу масла по довжині шийки вала і утворенню масляного клина. Для підвищення несучої здатності підшипника охолоджувачі не доводять до країв вкладиша, а кільцеву канавку виконують тільки на верхньому вкладиші.

Картер (станина) двигуна служить для з'єднання циліндрів з фундаментною рамою і утворює закриту порожнину для КШМ. В крейцкопфному двигуні стани-

на складається із окремих А-подібних стійок, встановлених у площинах рамових підшипників і закритих зовні стальним щитом (рис. 2.4, *а*), або представляє коробчасту конструкцію (рис. 2.4, *б*). В тронкових двигунах частіше за все застосовують станину (рис. 2.4, *в, г*), виготовлену заодно з блоком циліндрів (блок-станину).

Для МОД з середнім ефективним тиском p_e до 1,1 МПа картер виконували з окремих А-подібних зварних або вилитих стояків з отворами під анкерні пов'язі, які розташовані в порожнині поперечних балок фундаментної рами (рис. 2.4, *а*). Жорсткість конструкції забезпечувалась кріпленням стояків до зміцненої фундаментної рами та блоку циліндрів, а також боковими щитами, що закривали простір між стояками. Така конструкція (з великою кількістю роз'ємів) в сучасних МОД з великим p_e не може забезпечити необхідну жорсткість остова. Тому в довгоходових форсованих

МОД перейшли на зварні коробчасті конструкції (рис. 2.4, *б*), які, незважаючи на підвищення бокового зусилля, забезпечують достатню міцність та жорсткість остова, спрощують складання двигуна, підвищують його герметичність.

До фланців на А-подібних стояках або до поперечних листів коробчастих станин кріплять вертикальні чавунні або сталеві паралелі (напрямні), які сприймають бокове зусилля, передане повзунами крейцкопфа. Паралелі бувають одно- та двосторонніми. Односторонні паралелі 4 (рис. 2.5, *а*) розміщують з однієї сторони від деталей руху в площині, яка проходить через вісь циліндра. Вони мають з'ємні щоки 3, які сприймають бокові зусилля при зміні напрямку їх дії. Двосторонні паралелі 1 (рис. 2.5, *б*), що мають чотири напрямних поверхні і працюють попарно, кріплять по обидві сторони від деталей КШМ у площинах, зміщених від осі циліндра.

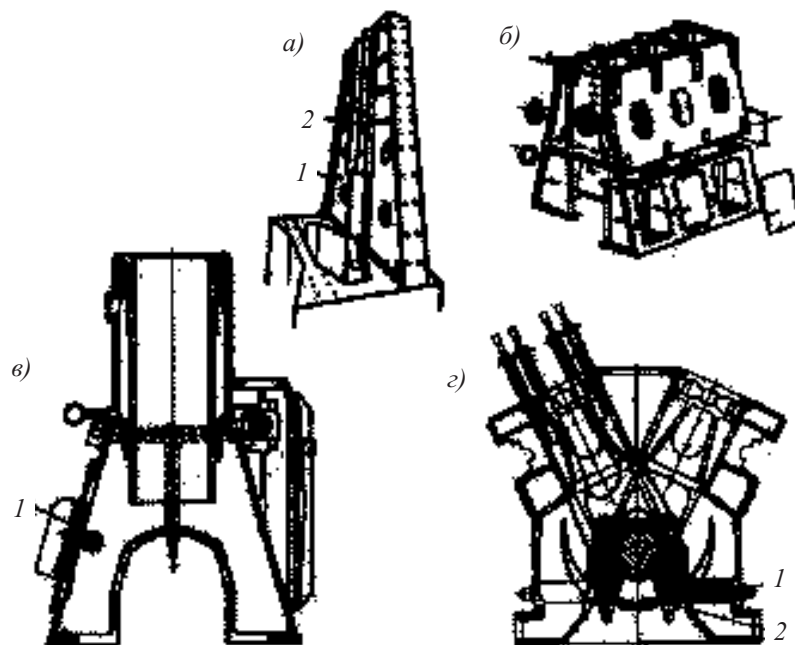


Рисунок 2.4. Картери (станини)

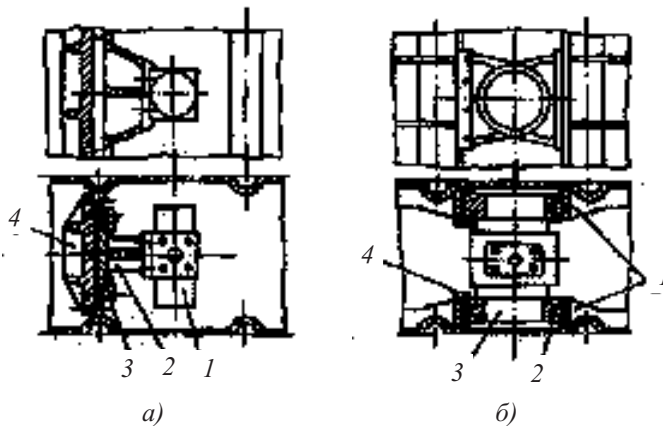


Рисунок 2.5. Паралелі крейцкопфа

В бокових щитах станин або стінках картерів та блок-картерів розміщують люки з метою огляду, ремонту, заміни елементів КШМ. Згідно з Правилами Морського Регістру на кришках люків двигунів із діаметром циліндра більшим 200 мм та об'ємом картера більшим 0,6 м³ повинні бути встановлені запобіжні клапани 1 на випадок вибуху парів масла при перегріві та заїданнях деталей двигуна (рис. 2.4, в). У сучасних двигунів за концентрацією масляної пари відбувається постійний автоматичний контроль за допомогою спеціальних приладів-детекторів масляної пари («Гравінер» та ін.).

Анкерні пов'язі призначені для розвантаження деталей остова від розривних зусиль, викликаних тиском газів на поршень і кришку циліндра.

В анкерній конструкції деталі остова постійно сприймають напругу стиснення.

Заміна напруг розривання напругами стиснення особливо вигідна в чавунних деталях, так як чавуни значно краще працюють на стиснення. Це дає можливість виконати деталі остова відносно тонкостінними і знизити масу двигуна. Якщо деталі остова виготовляють сталевими зварними, то пов'язі встановлюють для розвантаження зварних швів.

Умови роботи анкерних пов'язей визначаються розтягуючими зусиллями від дії газів $p_z/4$ (4 пов'язі), попереднього зтягу $p = (1,3 \dots 1,6)p_z/4$, теплового розширення p_t деталей остова, а також згинаючих зусиль $p_{зг}$ від поперечних коливань пов'язей в площині коливання шатуна (рис. 2.6, а).

За конструкцією розрізняють пов'язі довгі та короткі, суцільні та складені. Довгі пов'язі зтягують фундаментну раму 4, станину 2 та блок циліндрів 1, короткі пов'язі з'єднують тільки блок циліндрів і реси-

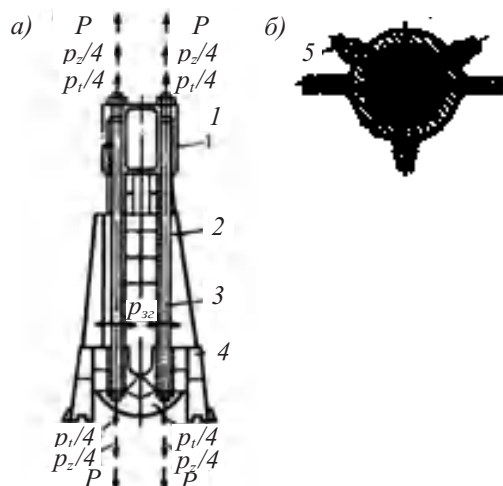


Рисунок 2.6. Анкерні пов'язі

вер наддувного повітря. В деяких потужних СОД короткі пов'язі зтягують тільки блок циліндрів. Застосування складених пов'язей спрощує їх монтаж. Для запобігання резонансних коливань часто встановлюють розпірні гвинти 5 (рис. 2.6, б).

Робочі циліндри. Частину двигуна, де здійснюється робочий цикл, називають робочим циліндром. Циліндр складається з сорочки та вставної втулки робочого циліндра. У втулці рухається поршень та протікають робочі процеси. Сорочка являє собою опору для втулки і утворює порожнину охолодження для неї.

Для ВОД і СОД сорочки циліндрів виконують у вигляді блока для всіх циліндрів (рис. 2.7, а) або загальної відливки з картером (див. рис. 2.4, в, г). Для МОД виготовляють окремі сорочки на кожний циліндр з наступним з'єднанням їх у вертикальній площині призонними болтами або шпильками у загальний блок (рис. 2.7, б). Індивідуальні, не з'єднані між собою сорочки застосовують в СОД великої потужності з метою швидкого збирання та розбирання циліндра та КШМ. Таке розміщення можливе тільки при наявності у двигуні картера підвищеної жорсткості. Звичайно сорочку роблять коробчастої конструкції (рис. 2.7, а), складеної з верхньої 5 та нижньої 2 горизонтальних плит з отворами для циліндрових втулок, вертикальних бокових стінок 4 та попе-

речних перегородок 3, з каналами «а» для анкерних пов'язей. У верхній плиті 5 виконані також нарізні свердлення «б» для кришкових шпильок. Додаткову горизонтальну перегородку 1, розташовану ближче до верхньої плити, роблять іноді для підвищення жорсткості конструкції та покращення режиму охолодження втулок. В сорочках двотактних двигунів, окрім порожнини охолодження, повинні бути канали або порожнини для продувального повітря та канали для відведення відпрацьованих газів. В сорочках повинні бути також отвори для входу і виходу охолодної води, отвори, закриті кришками, для огляду та очистки засорочкового простору, встановлені штуцери для підводу масла до втулки робочого циліндра, і т. д.

Втулка робочого циліндра разом з кришкою та рухомим поршнем утворюють перемінний об'єм, в якому здійснюється робочий цикл. У тронкових двигунах втулка являє собою напрямну для поршня.

Для чотиритактних двигунів втулку виконують як тонкостінний циліндр з перемінним перерізом по висоті (рис. 2.8, а). Конструкція втулок двотактних двигунів (рис. 2.8, в) відрізняється наявністю вікон, необхідних для газообміну. Внутрішню поверхню втулки (дзеркало) старанно обробляють, щоб зменшити тертя поршня та кілець. Їх, як правило, хонінгують, інколи наносять сітку мікроштрихів («зебру») або виконують гвинтову нарізку з кроком 0,03...0,06 мм, які покращують приробку робочих поверхонь нової втулки та поршневих кілець. Для підвищення зносостійкості чавунні втулки ВОД (інколи СОД) покривають пористим хромом, а сталіні — азотують. Для захисту від корозії та ерозії зовнішню поверхню втулок покривають фарбою чи бакелітовим лаком, хромують або кадмують. Втулку роблять вставною, що спрощує її виготовлення та заміну під час ремонту.

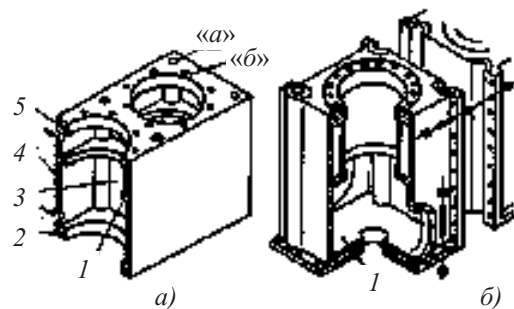


Рисунок 2.7. Сорочки циліндрів

а — чотиритактного, б — двотактного

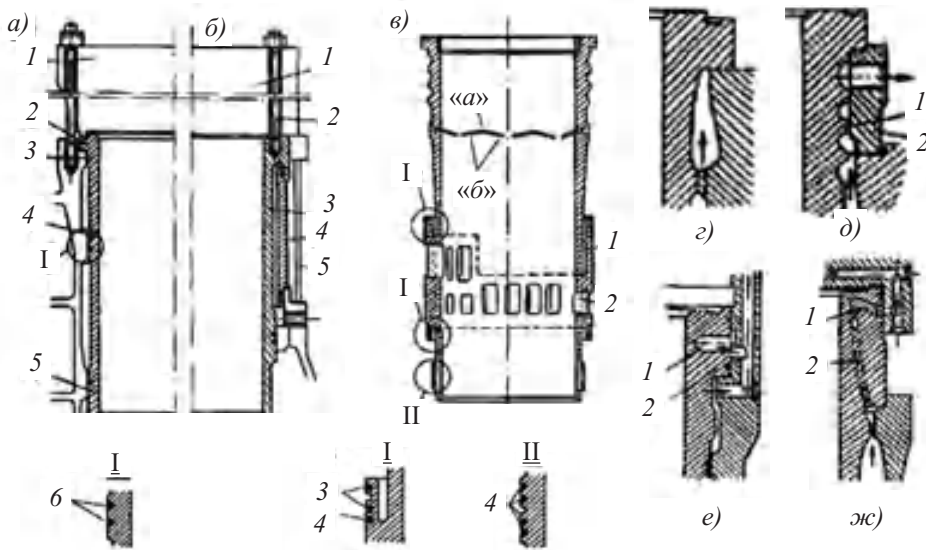


Рисунок 2.8. Циліндрові втулки дизелів:

б — чотиритактного, в — двотактного, г, д, е, ж — способи охолодження верхньої частини втулки

У суднових ДВЗ взагалі застосовують мокрі втулки, обмивані водою зі сторони засорочкового простору. Такі втулки забезпечують кращий тепловідвід та легко замінюються при необхідності. Втулки встановлюють у розточені отвори верхньої та нижньої плит сорочки та центрують в них опорними поясами. Втулка (рис. 2.8, а) фіксується тільки в верхній частині за допомогою бурта (фланця) 2, що притискається кришкою 1 до верхньої плити блока, тому при нагріванні вона може вільно розширюватись в осьовому напрямі. Ущільнення верхнього пояса 3 втулки виконується у ВОД по притертим опорних поверхнях, а у СОД і МОД — за допомогою герметизуючих паст. Щоб уникнути протікання води в картер, середній 4 та нижній 5 посадочні пояси ущільнюють гумовими кільцями 6 круглого або прямокутного перерізу, які встановлюють в канавки на поверхні втулки.

У двотактних двигунах середній пояс втулки, де знаходяться вікна 2 для газо-

обміну, ущільнюють гумовими 3 та мідними 4 кільцями (рис. 2.8, в). Останні встановлюють на втулці ближче до гарячих каналів випускних вікон, а гумові — ближче до водяної порожнини. Газовий стик між втулкою та кришкою ущільнюють шляхом притирання поверхонь або установкою в кільцеву проточку верхнього торця втулки мідної чи сталевий обмідненої канавки.

В деяких СОД, що мають знижену питому масу, застосовують підвісні втулки 3, які кріплять до кришки циліндрів 1 окремими шпильками 2, а кришку до блока — кришковими шпильками (рис. 2.8, б). Таке кріплення втулки дозволяє знизити вплив монтажної деформації блока циліндрів на геометричну форму втулки та допускає збільшення нижньої головки шатуна, необхідного для виймання його через циліндр, до величини зовнішнього діаметра втулки. Охолодження підвісної втулки охолодною сорочкою 4 дозволяє захистити зварний блок 5 від корозії.

Ресурс втулки значною мірою залежить від мащення її робочої поверхні. У ВОД та СОД мащення втулки забезпечується масляним туманом, який утворюється при розпиленні масла, що витікає з вузлів тертя. В МОД та деяких СОД масло подається на дзеркало циліндра дозованими порціями через штуцери, мастильні отвори «а» та маслороздільні канавки «в» (див. рис. 2.8, в) спеціальним насосом — лубрикатором.

В останні 10...20 років відмічається інтенсифікація робіт з форсування двигунів, що супроводжується зростанням середнього ефективного тиску p_e МОД до 1,8...2,0 МПа, а в СОД до 2,5...3,0 МПа. Одночасно зростають максимальні тиски згоряння p_z до 18,0...22,0 МПа, що природно призводить до збільшення механічних напружень, особливо в верхньому поясі втулки циліндра. Зростання p_e досягається шляхом збільшення тиску наддуву і, відповідно, величини подачі палива, а це тягне за собою зростання величини теплового потоку в стінці циліндра, перепаду температур в стінках, що викликають в них температурні напруження. Температурні та механічні напруження діють разом, і їх зростання, природно, вимагає шукати шляхи їх зниження. Пе-

репад температур в стінці, а разом з ним і величина виникаючих температурних напружень можуть бути знижені шляхом зменшення товщини стінки. Але це призведе до зростання в ній механічних напружень.

Тому, зменшуючи товщину, почали застосовувати оребрення стінки циліндра в верхньому поясі — втулка двигунів типу RS фірми «Зельцер». В пізнішій конструкції двигунів (рис. 2.9, б) типу RD з метою зниження механічних напружень в верхньому поясі на нього напресовували силове кільце. Однак це рішення в процесі експлуатації себе не виправдало.

Поступово виникало зрушення кільця внаслідок фретинг-корозії, що призводило до послаблення та його поломки. Навантаження на втулку відповідно зростало, і в ній з'являлись мікротріщини. В нових конструкціях (двигуни типу RND; RTA) застосовують втулки з високим товстостінним буртом. У ньому по дотичних виконані похилі свердління 1, які перетинаються з радіальними 2 (рис. 2.9, в). У таких втулках рівень механічних напружень визначається товщиною бурта, а температурних — розміщенням охолоджуючих отворів відносно дзеркала циліндра.

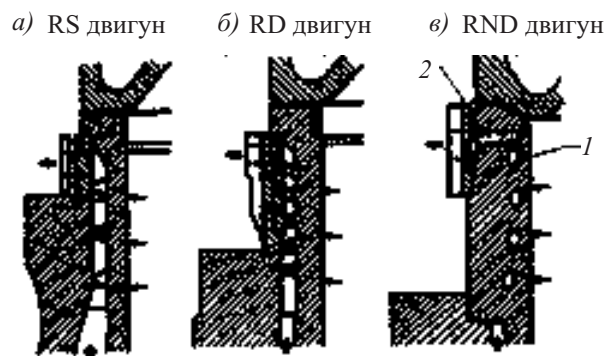


Рисунок 2.9. Змінювання в організації охолодження верхнього пояса втулки циліндра в МОД фірми «Зульцер»

Аналогічне рішення прийняла і фірма MAN (рис. 2.10). Втулки такого типу почали застосовуватись і в сучасних форсованих СОД (рис. 2.11).

В класичному варіанті (див. рис. 2.8) охолодження втулок відбувалось по всій довжині, що призводило до переохолодження нижньої і середньої частин поверхні втулки і провокуванню інтенсифікації сірчатої корозії та зносу. Щоб цьому запобігти, в нових рішеннях нижня частина втулок не охолоджується (рис. 2.11), а режим охолодження верхньої частини організується таким чином, щоб температура дзеркала не була нижча за точку роси пари води (150°C) і не перевищувала 200°C , при якій відбувається полімеризація масла з утворенням лакових плівок на дзеркалі і нагару в канавках поршневих кілець.

Кришка робочого циліндра закриває та ущільнює його, утворює разом з поршнем та втулкою камеру згоряння, в ній розміщені елементи систем, які забезпечують роботу двигуна. На кришку діють зусилля від затягу поршневих шпильок та змінного тиску газів, а також високе теплове навантаження. Тому кришка повинна мати достатню міцність та жорсткість, а для підтримання необхідного температурного рівня її елементів повинна охолоджуватись.

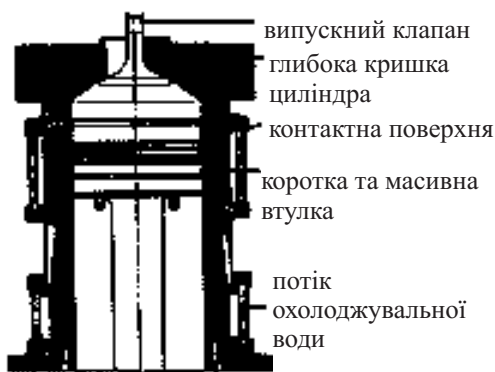


Рисунок 2.10. Охолодження втулки циліндра сучасного МОД

У більшості суднових ДВЗ кришка має коробчасту конструкцію, утворену верхнім та нижнім (вогневим) днищем, з'єднаними вертикальними стінками, форма кришки визначається типом двигуна, конструкцією камери згоряння, кількістю робочих клапанів, формою каналів до них, розміщенням форсунок. Для ВОД кришки найбільш поширено виконують блочними на увесь двигун або для групи у два-три циліндра. Кришки СОД та МОД з умов виготовлення та зручності монтажу завжди виконують індивідуальними. Останні можуть мати в плані квадратну, шести- або восьмигранну та круглу форму.

Кришки двотактних двигунів з контурною продувкою мають порівняно просту конструкцію, оскільки в них відсутні випускні клапани та канали до них. При прямоточно-клапанній продувці клапани не тільки ускладнюють конструкцію кришки, а й підвищують її теплову напруженість. Кришки сучасних МОД з такою продувкою звичайно обладнують одним випускним клапаном, СОД — двома або чотирма. Для кращої продувки камери згоряння вогневим днищем одноклапанних або безклапанних кришок МОД надають куполоподібну (увігнуту) форму.

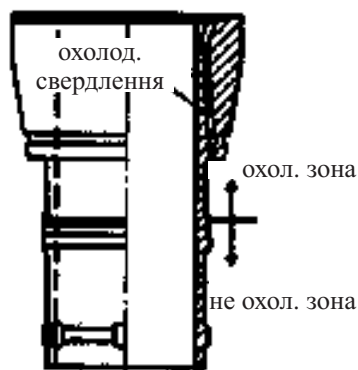


Рисунок 2.11. Охолодження втулки циліндра чотиритактного двигуна

Кришки чотиритактних СОД та ВОД мають два або чотири клапани з каналами до них складної конфігурації. В цьому випадку спостерігається нерівномірний нагрів та підвищена температура елементів кришки. У ВОД з роздільним сумішоутворенням конструкція кришки ускладнюється через розміщення в ній вихрової камери або передкамери. Вогневі днища багатоклапанних кришок завжди виконують плоскими.

Окрім робочих клапанів, у кришках розміщують форсунку, індикаторний кран (в МОД та СОД), а в двигунах, які запускають стиснутим повітрям, — пусковий клапан. На кришках двигунів з діаметром циліндра більш як 300 мм повинен бути запобіжний клапан.

У двигунах з безпосереднім сумішоутворенням форсунку, як правило, розміщують по осі циліндра, що сприяє створенню симетричного температурного поля та поліпшує сумішоутворення. У двигунах з роздільним сумішоутворенням положення форсунки визначається розташуванням у кришці передкамери чи вихрової камери. У МОД з прямоточно-клапанною продувкою з одним клапаном у центрі кришки встановлюють дві-три форсунки, які зміщені від осі циліндра. Пускові та індикаторні клапани в МОД та СОД розміщують на верхньому днищі, у ВОД — на бокових її стінках.

Кришка сприймає значні теплові потоки, тому при її конструюванні особливу увагу приділяють зниженню температури та перепадам температур у вогневому днищі.

У кришках СОД з p_e до 1,8 МПа широко застосовують подвійне дно (рис. 2.12, а), утворене тонкостінним, інтенсивно охолоджуваним вогневим днищем 1 та зміцнюючим його, за допомогою клапанних каналів та зовнішніх стінок, потовщеним днищем (перегородкою) 2. При високих

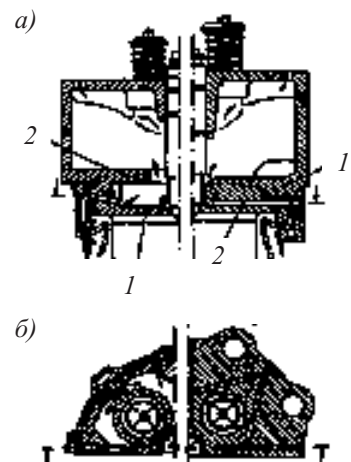


Рисунок 2.12. Кришки циліндрів чотиритактних двигунів

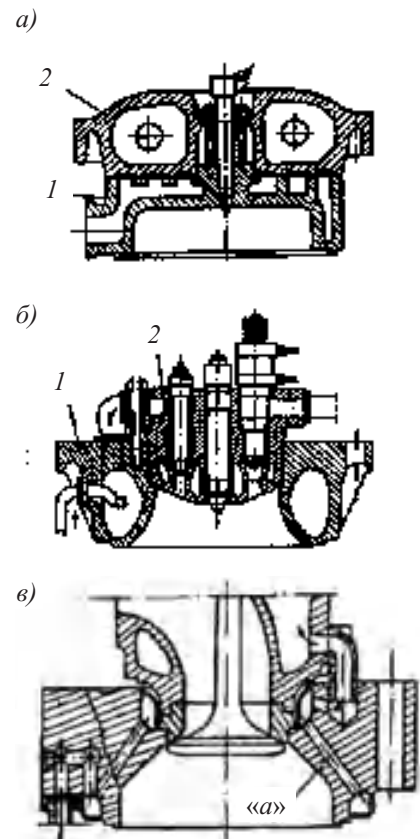


Рисунок 2.13. Кришки циліндрів двотактних двигунів

значеннях максимального тиску згоряння жорсткість такого вогневого днища може виявитись недостатньою для збереження правильної форми під клапани. Тому в СОД з $p_e = 2,2$ МПа і більше застосовують кришки з товстостінним вогневим днищем 1 (рис. 2.12, б), яке має більшу жорсткість. Для зниження температури та температурних перепадів на невеликій відстані від теплосприймальної поверхні виконані радіальні та дотичні свердлення «а».

У МОД з p_e до 1,0 МПа для зменшення температурних напружень було використано складені кришки. На рис. 2.13, а зображена конструкція складеної кришки ковпачкового типу, яка виконана з двох частин. Нижня охолоджувана частина 1 з тонкостінним вогневим днищем відлита з жароміцної сталі, верхня неохолоджувана частина 2, яка сприймає механічне навантаження та забезпечує жорсткість усієї конструкції, — з чавуну. Конструкція, що показана на рис. 2.13, б, складається зі сталевий зовнішньої несучої частини 1 та внутрішньої циліндричної вставки 2 з чавуну, у якій розміщені форсунка, пусковий та запобіжний клапани. Жорстка несуча частина складається з тонкого вогневого днища, що з'єднане з потовщеним верхнім днищем двома кільцевими поясами, утвореними стінками кришки та стінкою горловини для центральної вставки. Симетрична форма кришки сприяє зниженню температурних та механічних напружень.

У потужних високофорсованих МОД з $p_e = 1,4 \dots 1,8$ МПа замість кришок коробчастої конструкції застосовують ковпачкові кришки, виконані у вигляді суцільної поковки (плити), які завдяки цьому мають підвищену міцність. Для зниження температури нагрітих частин у кришці поблизу вогневої поверхні роблять свердлення «а» для охолоджуючої води (рис. 2.13, в). При цьому вода підводиться не тільки для охо-

лодження корпусу, але й безпосередньо сидла випускного клапана.

Важливо відмітити, що кришка має ковпачкову форму, що підвищує жорсткість конструкції, а головне, в ній розміщується камера згоряння (рис. 2.14, а, б). Верхня частина втулки циліндра перекивається поршнем при його положенні в ВМТ. У результаті суттєво знижується температурна напруженість верхнього бурта втулки, так як він зазнає дії газів вже на ході розширення, коли їх температура і тиск порівняно низькі.

Кришки циліндрів кріплять до блока циліндрів шпильками (див. рис. 2.8, а, б), загвинченими у верхню плиту блока, або анкерними пов'язями, що доходять до картера. Кількість кришкових шпильок залежить від форми кришки. Квадратні кришки, які застосовують у ВОД та деяких СОД з мінімальним кроком між циліндрами, кріплять чотирма шпильками. Багатогранні кришки в СОД та круглі в МОД кріплять великою кількістю шпильок (від 6 до 20), що сприяє рівномірному навантаженню кришок при їх затягуванні, але збільшує відстань між циліндрами. Для рівномірного та достатнього затягу кришкових шпильок в СОД та МОД використовують гідравлічні домкрати, а у ВОД — динамометричні ключі.

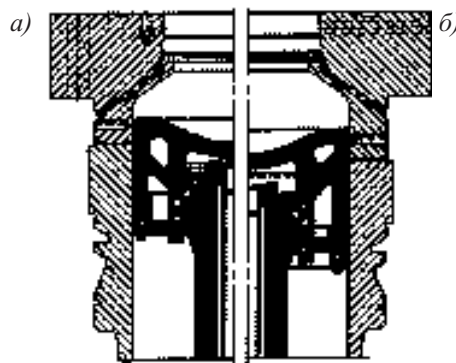


Рисунок 2.14. Кришка циліндрів і поршні двигунів MAN

2.2 Кривошипно-шатунний механізм

Умови роботи кривошипно-шатунного механізму (КШМ), який призначений для перетворення зворотно-поступального руху поршня в обертовий рух колінчатого вала. Під час роботи двигуна на поршень діє рушійна сила $P_{руш}$, одна із складових Q направлена по шатуну, друга (нормальна) N — перпендикулярна осі циліндра (рис. 2.15). Конструктивні особливості тронкового та крейцкопфного двигунів визначають склад елементів КШМ та місце докладання нормальної сили. До складу КШМ тронкових двигунів входять: поршень 3, шатун 2 та колінчатий вал 1 (рис. 2.15, а); крейцкопфних — поршень 2, шток 3, крейцкопф 4, шатун 5 та колінчатий вал 1 (рис. 2.15, б).

У тронкових двигунах нормальна сила притискує поршень, який виконує роль повзуна, до стінки циліндра «а», що сприяє підвищенню теплового та механічного навантаження пари поршень–втулка циліндра, підсилює знос її через недостатнє змащення у зоні високих температур.

У крейцкопфних двигунах нормальна сила передається від шатуна через крейцкопф 4, складений з поперечини та повзуна, на паралелі «в». Завдяки цьому втулка робочого циліндра «а» розвантажена від дії нормальної сили, та при правильному centruванні бокова поверхня поршня не стикається із дзеркалом циліндра, в результаті чого тертя та знос втулки циліндра зменшуються. Пара повзун–паралель знаходиться поза зоною високих температур, що дозволяє використати бабіт для заливки тертьових поверхонь повзуна, а також забезпечити їх добре мащення та охолодження. Крейцкопф збільшує висоту та масу двигуна.

Сучасні чотиритактні двигуни роблять тільки тронковими з діаметром циліндра до 650 мм; двотактні, малообертові двигуни — крейцкопфними, з діаметром циліндра від 260 мм до 1080 мм.

Поршнева група. До деталей цієї групи відносяться поршень, поршневі кільця, поршковий палець та деталі його кріплення (у тронкових двигунах); поршень, поршневі кільця, поршковий шток (у крейцкопфних двигунах).

Поршень сприймає силу від тиску газів та передає її через шатун на колінчатий вал. У тронкових двигунах він виконує роль повзуна, передає нормальну силу на втулку, керує газообміном в двотактних двигунах.

В залежності від типу КШМ, тактності, ступеня форсування поршні роблять суцільними або складеними, охолоджуваними або неохолоджуваними.

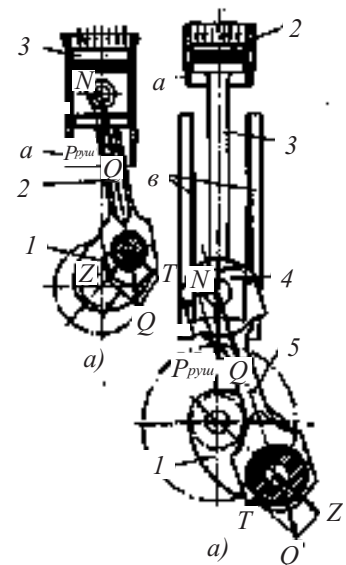


Рисунок 2.15. Кривошипно-шатунний механізм двигунів:

а — тронкового, б — крейцкопфного

На (рис. 2.16, *a*) приведена конструкція неохолоджуваного поршня тронкового двигуна, який складається з головки 2, що являє собою його ущільнювальну частину, та тронкової (напрямної) частини. Головка утворена днищем 1 та циліндричною частиною, на боковій поверхні якої зроблено канавки 3 для ущільнювальних (компресійних) кілець. Тронкова частина, яку іноді називають також юбкою, призначена для направлення руху поршня у втулці циліндра та передачі бокової сили на остов двигуна. З обох сторін у середині тронка зроблено приливи — бобишки з отворами для поршневого пальця. На зовнішній поверхні тронка в її верхній частині, а в деяких конструкціях і в нижній проточують канавки 7 та 5 для маслорозподільних кілець. У двотактних ДВЗ маслорозподільні кільця використовують також в якості ущільнювального, яке перешкоджає потраплянню повітря в картер.

Для вільного руху поршня в циліндрі між стінкою циліндра та тронком передбачають робочий зазор. Оскільки поршень

нагрівається по висоті нерівномірно, то для того, щоб забезпечити потрібний зазор, діаметр головки виконують дещо меншим від діаметра тронка, а бічний поверхні надають ступінчастої або овально-бочкоподібної форми з меншою віссю овалу по осі пальця. Форма елементів поршня визначається тактністю двигуна, ступенем форсування та способом відведення тепла.

Днище поршня сприймає тиск та теплоту гарячих газів, обмежує та формує камеру згоряння. Форма днища залежить від способу сумішоутворення, розташування камери згоряння та типу продувки. У чотиритактних двигунах з безпосереднім сумішоутворенням застосовують увігнуті або фігурні днища. Фігурним днищам надають форму паливних струменів або більш складну форму, коли камеру згоряння розташовують у поршні. Плоскі поршні використовують у двигунах із роздільним сумішоутворенням. У двотактних двигунах застосовують плоскі, увігнуті та опуклі днища, які сприяють кращій організації процесів продувки та сумішоутворення.

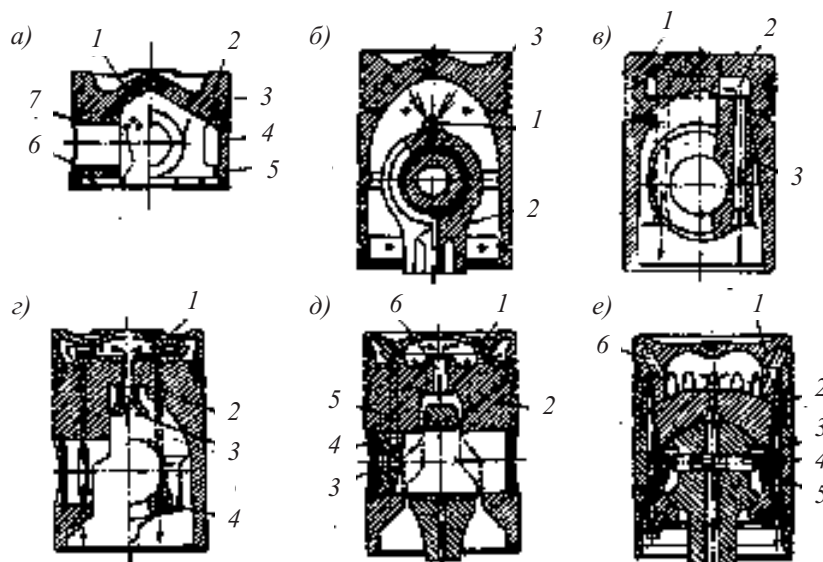


Рисунок 2.16. Конструкції та способи охолодження поршнів тронкових двигунів

Розміри головки поршня по висоті визначаються кількістю поршневих кілець та розміщенням верхнього кільця відносно кромки поршня. Кількість кілець буває від 3 до 5 і залежить від швидкості двигуна, тиску газів та способу охолодження поршня. Верхнє кільце розміщують нижче від кромки поршня на відстані приблизно $0,2D$, щоб при положенні у ВМТ воно перебувало в охолоджуваній частині втулки.

Направляючу частину поршня проєктують легкою, але міцною та жорсткою, щоб не порушувалась її геометрична форма при дії нормальної сили. Довжину тронка знаходять з розрахунку на допустимий питомий тиск від дії максимальної нормальної сили.

Для підвищення жорсткості бобишок їх підкріплюють у литих поршнях ребрами, а у штампованих — масивним переходом до днища (рис. 2.16, *а, б*). У деяких конструкціях поршнів з метою підвищення несучої спроможності бобишок торці їх виконують похилими (рис. 2.16, *в*) або ступінчастими (рис. 2.16, *г, д*).

Теплоту, що сприймається днищем поршня, у неоохолоджувальних поршнів відводять через поршневі кільця та тронк у втулку і далі в охолоджувальну воду. Щоб теплота розподілялась по усіх кільцях рівномірно, підвищують переріз переходу від днища до стінок головки (рис. 2.16, *а, б*). Кругова канавка 3 над верхнім кільцем (рис. 2.16, *а, б*) або аустенітні вставки 1 з низькою теплопровідністю (рис. 2.16, *в*) служать тепловими дамбами, що захищають верхнє кільце від перегріву.

У форсованих за наддувом двигунах для підвищення тепловіддачі від днища використовують примусове охолодження поршня: у тронкових двигунах — маслом, в крейцкопфних — маслом або водою. Охолодження може бути струминним,

циркуляційним або шляхом збовтування. При струминному охолодженні (ВОД з p_e до 1,4 МПа та $D \leq 200$ мм) внутрішня поверхня головки поршня обмивається маслом, що подається з форсунки 1, розташованої на шатуні 2 (рис. 2.16, *б*).

Циркуляційне охолодження передбачає прокачку масла з підвищеною швидкістю через кільцеву порожнину (ВОД з $p_e = 1,4 \dots 1,6$ МПа та $D < 200$ мм) або через спіральні канали (СОД з $p_e = 1,6 \dots 1,8$ МПа та $D \leq 500$ мм). В кільцеву порожнину 2 (рис. 2.16, *в*) масло вводять по каналу 3 струменем з форсунки, закріпленої в картері, а в спіральні канали (змійовик) воно надходить через систему отворів у шатуні, пальці, бобищі поршня.

При охолодженні збовтуванням, при якому використовується явище «коктейль-ефекту» (СОД з $p_e = 2,0 \dots 2,2$ МПа та $D \leq 200 \dots 640$ мм), підсилений тепловідвід забезпечується за рахунок високої швидкості руху масла під дією сил інерції. Цей спосіб являється найбільш ефективним, і його широко застосовують в сучасних суднових ДВЗ. Масло повинне лише частково заповнювати порожнину охолодження у поршні з розвинутим об'ємом (рис. 2.16, *г, д, е*). Масло у поршень подається через шатун та ущільнювальний стакан 3, а зливається по каналу 4 в картер (рис. 2.16, *г*), або подається через свердлення 4 та 5 у поршневому пальці та бобишках поршня і зливається через горловину 6 у центрі поршня (рис. 2.16, *д*).

У форсованих ДВЗ, що працюють на важкому паливі, застосовують охолоджувальні складені поршні (рис. 2.16, *г, д, е*) з від'ємною головою 1 з жароміцної сталі та тронком 2 з чавуну чи алюмінієвого сплаву, з'єднаними довгими і податливими шпильками. Тонкостінне днище сприяє ефективному охолодженню головки поршня, а малі перерізи від днища

до стінок (рис. 2.16, з, д) або глухі пальцеві канали б (рис. 2.16, е), виконані по окружності головки, утворюють теплові бар'єри над кільцями. Міцність поршня забезпечується кільцевим опорним поясом.

Щоб вирівняти температурне поле і зменшити знос, застосовують поршні, які обертаються під час роботи (рис. 2.16, е). При коливанні шатуна храпові заскочки 3, що розташовані в його верхній головці сферичної форми, повертають зубчастий вінець 4. Останній стискує кільцеву пружину 5, з'єднану своїми кінцями з вінцем та тронком поршня. Пружина обертає поршень на невеликий кут при кожному коливному русі у момент, коли навантаження на поршень невелике.

У форсованих ВОД застосовують теплову ізоляцію поршня. Для цього на днище закріплюють сталю жаростійку накладку або наносять керамічне жаростійке покриття (карбід вольфраму з присадкою кобальта, карбід хрому з присадкою нікеля та ін.). На жаль, керамічні покриття, маючи різні з матеріалом поршня коефіцієнти теплового розширення, з часом відшаровуються і тому до цього часу широкого розповсюдження не отримали.

Поршневий палець у тронкових двигунах забезпечує шарнірне з'єднання поршня з шатуном.

Конструкція пальця залежить від умов роботи, способу кріплення та підведення охолоджувального масла до поршня. Загалом палець являє собою циліндричний стержень, виконаний для зменшення маси порожнистим (рис. 2.17, а). Зовнішню поверхню пальців цементують або азотують з наступним загартуванням, а після механічної обробки для підвищення утомної міцності та зменшення втрат на тертя ретельно шліфують.

У деяких конструкціях пальців виконують радіальні 1 свердлення (рис. 2.17, б) або систему з радіальних 1 і подовжніх 2

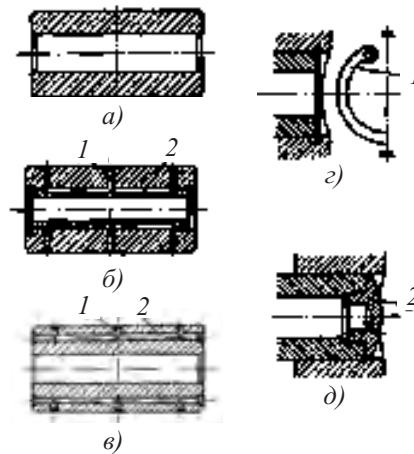


Рисунок 2.17. Поршневі пальці:
а, б, в — конструктивні форми; з, д — способи фіксації від осевого переміщення

свердлень (рис. 2.17, в) для подачі масла на мащення бобишок або у поршень для його охолодження.

В сучасних суднових двигунах застосовують плаваючі пальці, які під час роботи можуть вільно обертатись у бобишках поршня та верхній головці шатуна. При цьому зменшується і стає більш рівномірним знос, зменшується небезпека заїдання пальця.

Розташування поршневого пальця по довжині тронка визначається умовою відсутності перекосу поршня на такті розширення і мінімальної роботи тертя поршня.

Осьове зміщення пальця обмежується стопорними кільцями 1 (кільця Зегера, рис. 2.17, з) або заглушками 2 (рис. 2.17, д), щоб виключити можливість пошкодження пальцем дзеркала циліндра. Стопорні кільця прямокутної чи круглої форми встановлюють у канавках, які проточують у бобишках поршня, а грибокві заглушки запресовують у палець.

У поршнях, які обертаються (див. рис. 2.16, е), роль пальця виконує сферична головка шатуна, яка забезпечує самоцентрування поршня.

Поршневі кільця за призначенням розділяють на компресійні (ущільнювальні) та маслосаз'ємні. На кільця діють тиск та температура газів великих значень, а також сили інерції та тертя. Кільце являє собою розрізний пружний елемент прямокутного або іншого перерізу. У вільному стані діаметр кільця більший за діаметр робочого циліндра, а розріз його має величину S (рис. 2.18, а).

Компресійні кільця ущільнюють робочий циліндр, відводять теплоту від поршня. Встановлене у циліндр кільце перебуває у стиснутому стані, під дією сил пружності притискується до стінки втулки з початковим невеликим тиском $0,10 \dots 0,25$ МПа (нижні цифри для МОД, верхні — для СОД і ВОД). Під час роботи двигуна тиск на кільцях (p_1, p_2, p_3) підвищується за рахунок дії газів, що проникають у за кільцевий простір. Як видно із рис. 2.17, б, тиск встановлюється в наступній послідовності: за першим кільцем він орієнтовно дорівнює $0,75p_z$, за другим — $0,20p_z$ і за третім — $0,08p_z$.

Кількість компресійних кілець, як правило, від 2 до 4 (в залежності від швидкості двигуна, тиску газів, способів охолодження поршня).

За формою перерізу (рис. 2.17, в) компресійні кільця бувають прямокутними 1, конусними 2, трапецеїдальними 3, прямокутними несиметричними 4 (які скручуються). Кільця прямокутного перерізу визначаються простотою, забезпечують більш ефективний тепловідвід. Оскільки вони важче припрацьовуються, то їх використовують як верхні, що працюють в умовах недостатнього мащення. Конусні кільця з переднім скосом під кутом $1 \dots 3^\circ$ краще пристосовуються до нерівностей циліндра, швидше припрацьовуються. Встановлюють ці кільця як друге і третє. Трапецеїдальні кільця виконують із торцевими поверхнями під $15 \dots 20^\circ$ одна до одної. Вони менше схильні до пригорання, тому їх використовують як верхні кільця у форсованих ВОД.

Кільця з несиметричним перерізом при установці разом з поршнем у циліндр

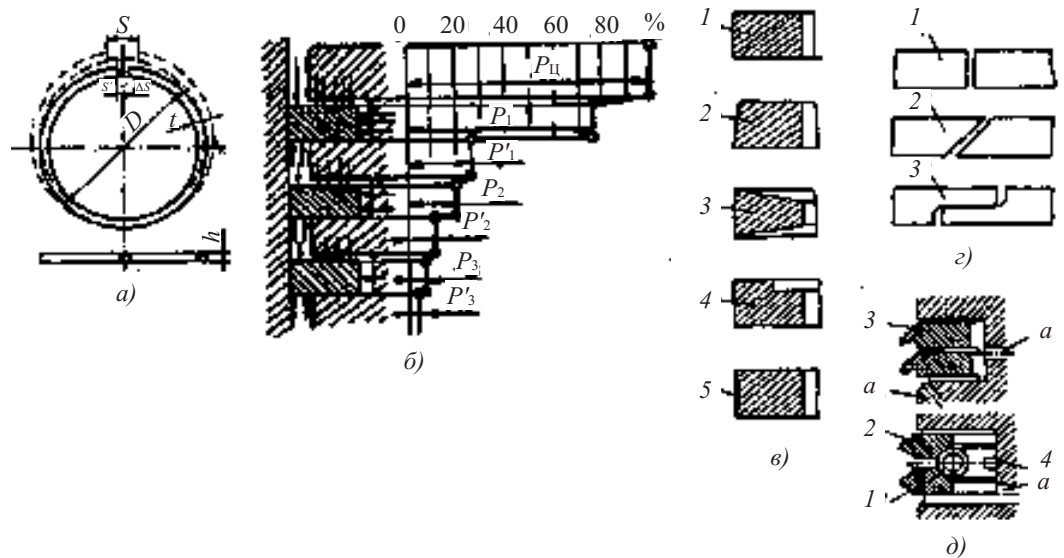


Рисунок 2.18. Поршневі кільця:

а — конструкція; б — лабіринтна дія; в — ущільнювальні; г — форми замків; д — маслосаз'ємні

скручуються. Робоча поверхня кільця набуває форми конуса, що покращує його приробку, ущільнюючу дію, зменшує схильність до залягання. Такі кільця використовуються у СОД та ВОД.

В сучасних форсованих двигунах почали застосовувати біметалічні кільця. В жолобок чавунного кільця зачеканюють один або декілька виступаючих поясів з олова, бронзи або алюмінієвого сплава, що прискорює приробку кільця.

Замок поршневих кілець може бути прямим 1, косим 2, ступінчастим 3 (рис. 2.18, з). Замки з прямим або косим під кутом $45\ldots 60^\circ$ розрізом використовують у ВОД та СОД, зі ступінчастим розрізом — у МОД.

Маслосборні кільця (рис. 2.18, д) бувають скребкового 3 та коробчастого 2 типів. У скребкових кілець зовнішня поверхня виконана зі скосом під кутом $20\ldots 30^\circ$, що утворює гострокутну скребкову кромку. При русі кільця вниз його кромка знімає більшу частину масла, яке знаходиться на дзеркалі циліндра.

Коробчасті кільця стикаються з втулкою двома гострими кромками, що робить їх більш ефективними. Для підвищення радіального тиску на стінку циліндра ці кільця забезпечують розширювачами (еспандерами) з витих пружин 1.

Масло, зняте кільцями, відводиться через отвори «а», виконані в поршні. У кільцях з двома кромками для усунення знятого масла виконують прорізи 4, розташовані рівномірно по його окружності.

Шатунна група. До її складу входять шатун, вкладиші його верхньої та нижньої головки, кришка шатуна, шатунні болти та гайки.

Шатун з'єднує поршень або поперечину крейцкопфа з колінчатим валом, служить для перетворення поступального руху поршня в обертовий колінчатого

вала, забезпечує переміщення поршня при виконанні допоміжних ходів.

Основними елементами шатуна є верхня (поршнева) головка 7, нижня (кривошипна) головка 4 і з'єднувальний стержень 5 (рис. 2.19, а), який може бути суцільним чи роз'ємним (рис. 2.19, б). Стержень шатуна зв'язує верхню та нижню головки між собою. Він може мати двотавровий 1 та Н-подібний 2 перерізи (рис. 2.19, в). Застосування тієї чи іншої форми перерізу багато в чому визначається типом двигуна і технологією його виготовлення. Штамповані шатуни з двотавровим перерізом використовують у ВОД та СОД. Круглий переріз шатунів застосовують для потужних СОД та МОД, і одержують його куванням з наступною обробкою поверхні.

У більшості конструкцій у стержні виконують поздовжній наскрізний отвір, по якому масло надходить на змащування верхньої головки шатуна і охолодження поршня.

Верхня головка шатуна забезпечує шарнірне з'єднання з поршнем. У трон-

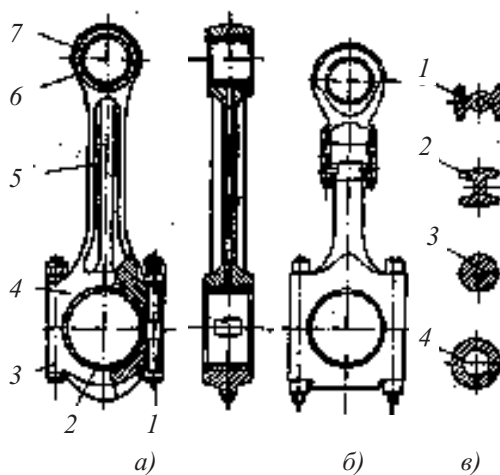


Рисунок 2.19. Шатуни тронкових двигунів:
а, б — з суцільним та роз'ємним стержнем;
в — перерізи стержня

кових двигунах вона кована як одне ціле зі стержнем і не має роз'єму. У ВОД головка має круглу форму з постійним перерізом по довжині (рис. 2.20, а, б), у СОД — овальну форму з потовщеннями по центру (рис. 2.20, в, г). Торцеві поверхні верхньої головки розташовують паралельно (рис. 2.20, а, в), у форсованих СОД та ВОД для зниження питомих тисків у головному підшипнику їх виконують похилими (рис. 2.20, б) або ступінчастими (рис. 2.20, г). В отвір верхньої головки запресовують втулку підшипника, виконану зі сталі з антифрикційним шаром або антифрикційної бронзи Бр.О70Ф0, Бр.О8С12. Головний підшипник ВОД малих розмірів часто змащують масляним туманом, що потрапляє в нього через свердлення 1 у верхній частині головки (рис. 2.20, а).

У форсованих ВОД і СОД масло до підшипника потрапляє під тиском через канал у стержні шатуна (рис. 2.20, б–г).

Нижня головка шатуна в суднових двигунах застосовується двох основних типів: з'ємна, відокремлююча від тіла шатуна — морського типу і невід'ємна — нормального типу.

В головці морського типу антифрикційний сплав заливається безпосеред-

ньо в тіло нижньої і верхньої половин (рис. 2.21, а). Для регулювання ступеня стиску між головкою та п'яткою стержня вставляють набір компресійних прокладок 7. Для забезпечення співвісності стержня шатуна і нижньої головки, а також для розвантаження шатунних болтів 10 від бокових зусиль передбачено центруючий виступ 11 на верхній половині головки. Набір латунних прокладок 3 (компенсаційних) в роз'ємі нижньої головки служить для регулювання масляного зазору. Для закріплення шатунних болтів після зняття їх гайок служать стопорні болти 5, які одночасно є запобіжними від випадання шатунного болта на випадок його обривання. Під час ремонту морську головку можна вийняти через люки. Верхня половинка нормального типу шатуна (рис. 2.21, в) виконана заодно з п'ятою стержня. В цьому випадку підшипник утворюється верхнім 5 і нижнім 3 вкладишами, які залиті антифрикційним сплавом. Нижній вкладиш інколи фіксують від повертання штифтом 1. Нижня половинка 2 головки інколи центрується з верхнім шатунним болтом 5 або виступами 4 на краях нижньої половинки (в цьому випадку шатунні болти розвантажуються від бокових зусиль).

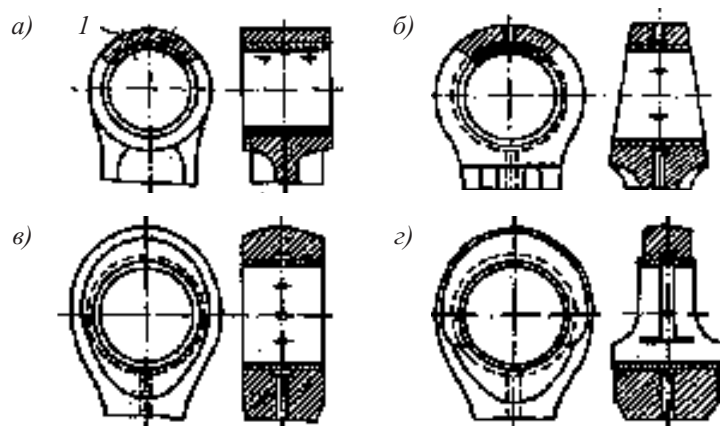


Рисунок 2.20. Конструкції верхньої головки шатуна

Ширина нижньої головки шатуна повинна бути меншою від діаметра втулки циліндра для можливості виймання поршня з шатуном через циліндр. Ця вимога виконується, якщо діаметр мотилевої шийки не перевищує $0,67D$ при двох шатунних болтах і $0,71D$ — при чотирьох.

У сучасних двигунах вали мають підвищений діаметр шийок, рівний $(0,75 \dots 0,95D)$. Тому для проходу шатуна через циліндр нижню головку шатуна при діаметрі шийки до $0,8D$ виконують з косим роз'ємом під кутом $30 \dots 60^\circ$ до осі стержня (рис. 2.21, *з*). Після зняття кришки ширина такої головки стає меншою за діаметр втулки циліндра. При діаметрі шийки $(0,85 \dots 0,95D)$ застосовують конструкцію знімної головки 3, верхня половина якої кріпиться шпильками 1 до підшви стержня 3, зменшеної до розмірів діаметра втулки циліндра (рис. 2.21, *б*). В складеній головці з двома косими роз'ємами (рис. 2.21, *д*) спряже-

ні поверхні 1, 2, 3 виконані рельєфними. Головка стягнута шатунними болтами, розміщеними горизонтально. У двигунах з великим діаметром вала застосовують шатуни з роз'ємним стержнем, де стик і з'єднувальні фланці розташовані в районі верхньої головки (див. рис. 2.19, *б*).

При такій конструкції нижня головка може не мати обмежень за шириною, виймають її з частиною стержня через люк картера, а для виймання поршня в цьому випадку можна зменшити за висотою габарити приміщення, де буде встановлено двигун.

У суднових V-подібних двигунах застосовують конструкції шатунів, які розрізняють за способом з'єднання їх з колінчастим валом. Це зміщені шатуни (рис. 2.22, *а*), коли нижні головки двох однорідних шатунів розташовані поряд на загальній шийці вала, та з'єднані шатуни (рис. 2.22, *б*), які утворюють вузол, складений з головного шатуна 1, з'єданого з шийкою вала, та причіпного шатуна 2,

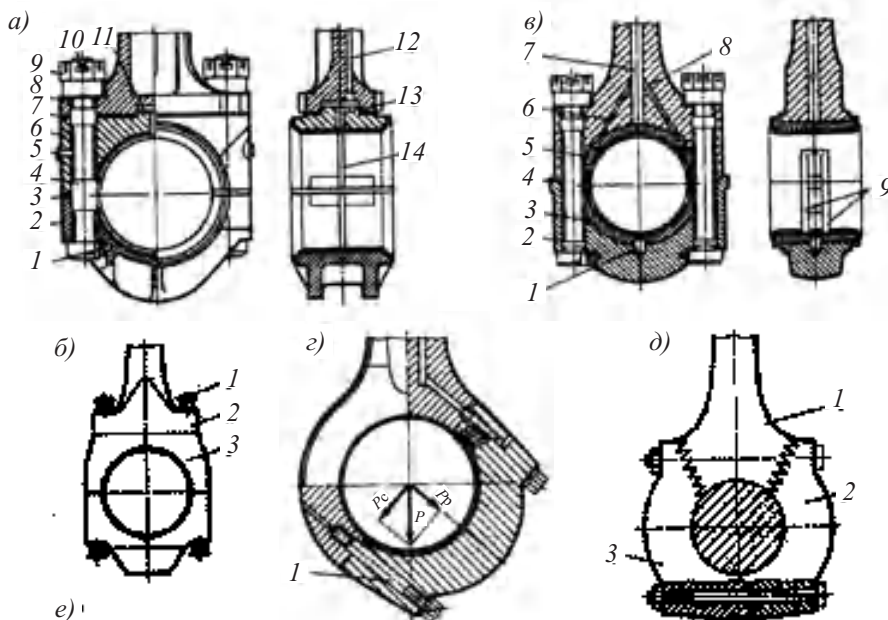


Рисунок 2.21. Конструкції нижньої головки шатуна

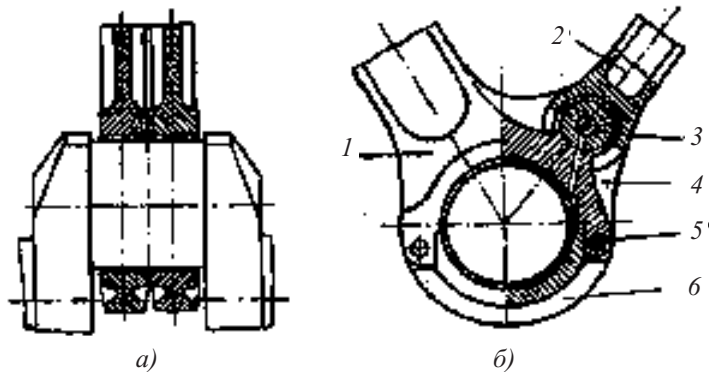


Рисунок 2.22. Шатуни V-подібних двигунів:

а — зміщені; б — з'єднані (з причіпним шатуном)

з'єднаного з головним шатуном пальцем 3 через вушка 4 (основна перевага останньої конструкції — довжина кривошипних шийок колінчатого вала така ж, як і в рядних двигунів). Недоліки — великі питомі тиски, що сприймаються підшипником причіпного шатуна та додаткові навантаження головного шатуна з боку причіпного. Ці недоліки усунені у V-подібних двигунах зі зміщеними шатунами, але довжина двигуна при цьому збільшується.

Шатунні болти (рис. 2.23, а) або *шпильки* (рис. 2.23, б) забезпечують щільне з'єднання роз'ємної нижньої головки шатуна. Вони навантажені силою попередньої затяжки та змінними силами інерції поршневої та шатунної груп.

Для підвищення втомної міцності стержень болта роблять податливим, виконуючи його рівним 0,85 ... 0,95 внутрішнього діаметра різьби. Для зменшення концентрації напруження збільшують радіуси переходів від стержня болта до центруючих поясків, головки болта та різьби. Різьбу виконують накатуванням, поверхню болта полірують.

В залежності від кількості роз'ємів у нижній головці болти мають один або два каліброваних напрямних пояски.

У ВОД корончаті гайки затягують динамометричними ключами, а у СОД та МОД спеціальні гайки — за допомогою гідродомкратів. У формулярі двигуна вказується подовження болта після затягування, зусилля або момент на динамометричному ключі або тиск масла при затягуванні гідродомкратом. На головці або торці болта вказують довжину болта з точністю 0,01 мм; залишкове подовження є браковочним показником болта.

Гайки фіксують шплінтами, контргайками та стопорними шайбами. В сучасних, навіть швидкохідних, двигунах

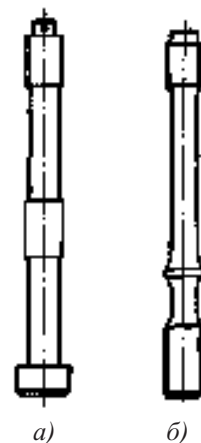


Рисунок 2.23. Шатунні болти (а) та шпильки (б)

гайки не стопорять, але для запобігання самостійного відвертування різьбу змащують спеціальною сумішшю TreadLock.

У деяких V-подібних ВОД для підвищення жорсткості та зниження маси нижньої головки шатуна 1 її кришка 6 кріпиться двома конічними штифтами 5, які працюють на зріз (див. рис. 2.22, б).

Колінчатий вал служить для перетворення зворотно-поступального руху поршнів в обертовий колінчатого вала та передачі крутного моменту споживачеві потужності. Колінчатий вал являється однією з найбільш відповідальних напружених і дорогіших деталей двигуна. Вартість вала може сягати 30% вартості всього двигуна, а маси — до 15% маси двигуна.

Основними елементами колінчатого вала (рис. 2.24, а) є шатунні (мотильові) 4 та корінні (рамові) 2 шийки, з'єднуючі їх щоки 3, кормовий та носовий кінці вала. Шатунні шийки зі щоками утворюють коліна (мотилі, кривошипи), кількість яких дорівнює кількості циліндрів.

Корінні шийки з'єднують кривошипи в єдину конструкцію, що має складну просторову форму. Кривошипи заклинюють під кутом $\alpha = 720/i$ для чотиритактних двигунів і $\alpha = 360/i$ — для двотактних, де i — кількість циліндрів. Це забезпечує найбільш рівномірний крутний момент, кращу зрівноваженість двигуна.

Колінчаті вали СОД та ВОД виконують суцільними, а у МОД — складеними по довжині вала з кількох частин, з'єднаних фланцями. Коліна вала виготовляють суцільними, напівскладеними, складеними та зварними (рис. 2.24, б–е). Напівскладені коліна валів СОД та МОД мають шатунну шийку, виконану як одне ціле зі щоками, в які запресовані з натягом рамові шийки, які забезпечуються гарячою посадкою або холодною (без шпонок чи стопорів). Достатній обтиск досягається натягом $1/800 \dots 1/1000$ при нагріванні до $200 \dots 250^\circ\text{C}$. Колінчаті вали МОД можуть мати складені коліна з окремих шийок та щік (рис. 2.24, з), якщо товщина шару металу між шийками

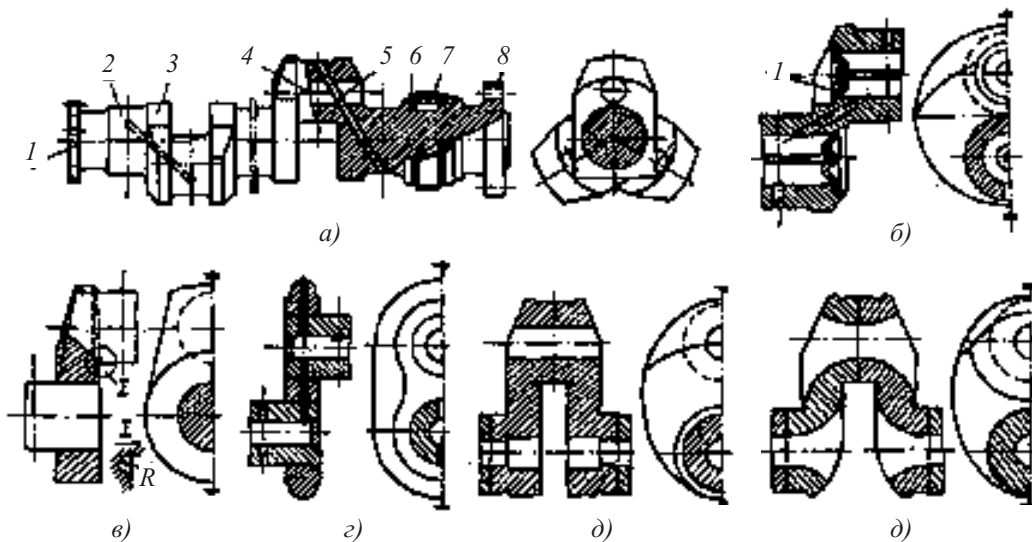


Рисунок 2.24. Колінчатий вал:

а — загальний вид; б — суцільний; в — напівскладений; г — складений; д, е — зварений

буде не менша за 0,3 їх діаметра. В сучасних МОД, що мають вали підвищеної жорсткості, можливе застосування зварних кривошипів (рис. 2.24, *д, е*).

Щоки, що з'єднують між собою шийки вала, можуть мати різноманітну форму. Прямокутні щоки (рис. 2.24, *а*) зі скосами для зменшення незрівноваженої маси прості у виготовленні, їх застосовують у СОД. Щоки круглої форми (рис. 2.24, *б*) використовують у СОД та ВОД. Щоки овальної форми (рис. 2.24, *д, е*) найбільш раціональні з точки зору використання матеріалу, міцності, жорсткості. Такі щоки застосовують у двигунах будь-якого типу. Форми та розміри щік напівскладних та складних валів (рис. 2.24, *в, г*) повинні вибиратись з урахуванням вимог Морського Регістру. Це, як правило, фігурні щоки, форма яких обумовлена необхідністю створення «кільця» 9 надійного обтиску шийок.

Масло для мащення рамових шийок подається під тиском з циркуляційної системи двигуна. Від рамового підшипника до шатунного масло надходить по радіальних, осьових та похилих свердленнях (рис. 2.24, *б, г*) в елементах вала. Щоб не допускати витікання масла, отвори в шийках закривають заглушками 1 (рис. 2.24, *б*) або встановлюють у похилі отвори латунні трубки 5 (рис. 2.24, *а*). Кромку маслопідвідних свердлень на робочій поверхні шийок скруглюють та полірують для зниження концентрації напружень.

Противаги служать для зрівноваження двигуна, розвантаження рамових підшипників від дії відцентрових сил інерції. До щок кривошипа частіше всього проти- ваги закріплюють болтами, для розвантаження яких від зрізуючої сили застосовують замки різних типів або шпонки (рис. 2.25, *а, б*). Для МОД противаги часто відковують або відливають заодно зі що-

ками (рис. 2.25, *в*). Для зменшення маси противаги її центр маси повинен бути розташований якомога далі від осі вала.

Кормовий кінець вала (рис. 2.24, *а*) закінчується фланцем 8 для кріплення маховика та відбору потужності до споживача. На цьому кінці вала закріплені шестерня 7 або зірочка для приводу розподільного вала, зроблено бурт 6 для установочного підшипника. На носовому кінці вала закріплені шестерня 1 для приводу навісних допоміжних механізмів та (за необхідності) гасителі осьових або крутильних коливань: антивібратори чи демпфери.

Особливості конструкції поршневої та шатунної груп двигунів крейцкопфного типу

Конструкція поршня крейцкопфного двигуна в основному визначається типом продувки та способом подачі охолоджувальної рідини. Поршень двигуна з прямоточно-клапанною продувкою (рис. 2.25, *а*) складається з головки 6, яка кріпиться шпильками до верхнього фланця 4, штока 3 поршня та короткої направляючої частини 5. Охолоджувальна рідина (масло) підводиться до поршня по кільцевому каналу між трубою 2 та штоком 3, а зливається — по трубі 2. У двигунах з контурною продувкою поршень має довгу направляючу частину 2, що перекриває вікна (рис. 2.25, *б*). У цій конструкції охолоджувальна рідина подається в поршень і відводиться з нього через телескопічні пристрої 3.

Завдання зниження теплового напруження поршнів МОД вирішується різними способами. У конструкції, зображеній на рис. 2.25, *а*, для зниження температурних перепадів застосовують днище зменшеної товщини, а для забезпечення міцності днище підкріплюють кільцевим поясом, який спирається на

шток. Застосовують конструкції поршнів з потовщеним днищем, яке забезпечує підвищену міцність та жорсткість головки (рис. 2.25, б). Для знижень температурних напружень по всій внутрішній поверхні днища поршня просвердлені глухі канали «а», які близько підходять до вогневої поверхні днища, утворюючи розвитку поверхню охолодження.

Шток (стержень) поршня жорстко з'єднує поршень з поперечиною крейцкопфа і передає через неї шатуну силу тиску газів.

Шток являє собою сталевий стержень круглого або кільцевого перерізу (рис. 2.25, а). До фланця у верхній частині штока довгими податливими шпильками кріпиться головка поршня. Нижній кінець штока з'єднують з поперечиною, прямокутним фланцем 1 або циліндричним хвостовиком з гайкою. У довгохо-

дових двигунах хвостовик замінюють шпилькою або болтом 5 (рис. 2.25, б), що дозволяє зменшити висоту для виймання поршня на 0,4...0,5 м.

Крейцкопф служить для шарнірного з'єднання поршневого штока з шатуном і розвантаження втулки циліндра від нормальної сили. Крейцкопфи можуть бути одно- та двосторонні. В крейцкопфі з двосторонніми повзунами (рис. 2.26) до верхньої головки шатуна 8 болтами 10 кріплять два крейцкопфних підшипника 9, на нижні половини яких опираються цапфи поперечини 6. Двосторонні повзуни 5 вільно надіті на кінцеві цапфи поперечини, їх осьовому зміщенню перешкоджають круглі 4, закріплені до торців поперечини. Запобіжні шайби 3 кріплять до повзунів, вони входять в кільцеві виступи кришок 4 з невеликим зазором. При такому кріпленні повзуни можуть самовстановлюватись, повертаючись навколо цапф на невеликий кут.

Масло до деталей крейцкопфа підводиться по шарнірним трубам, прикріпленним до поперечини, поступає в осьовий канал в тілі поперечини і далі по радіальним клапанам проходить на змащення крейцкопфних підшипників і повзунів.

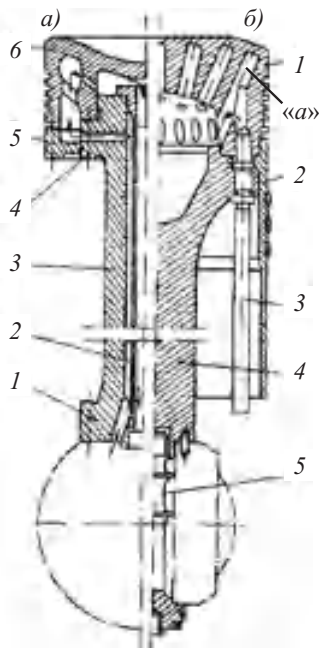


Рисунок 2.25. Поршні крейцкопфних двигунів:

а — з прямоточно-клапанною продувкою;
б — з контурною продувкою

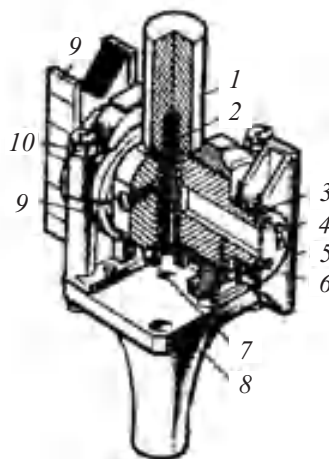


Рисунок 2.26. Двосторонній крейцкопф

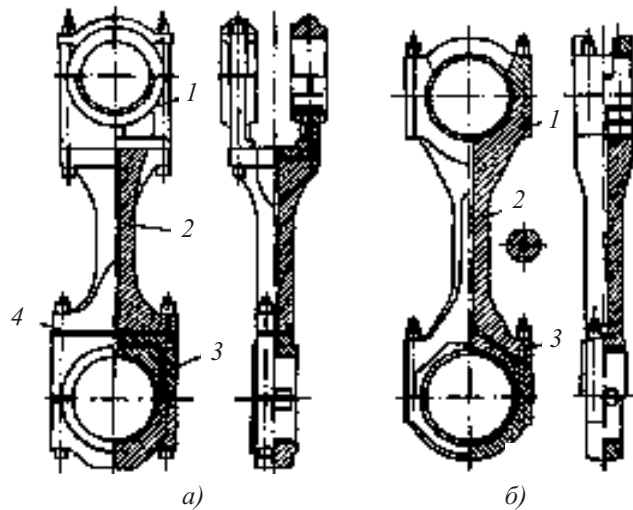


Рисунок 2.27. Сталеві ковані шатуни крейцкопфних двигунів

Переваги крейцкопфа з двома повзунами: відносно невеликий знос повзунів та вільний доступ до деталей руху зі сторони паралелей.

Сталеві ковані шатуни крейцкопфних двигунів з'єднують верхньою головкою 1 з поперечиною, а нижньою 3 — з кривошипною шийкою колінчатого вала. Верхня та нижня головки завжди обладнані роз'ємом і можуть бути знімними (рис. 2.27, а) або кованими як одне ціле із стержнем 2 шатуна (рис. 2.27, б). Стержень шатуна має круглий переріз з центральним свердленням зі зрізами. Для кріплення знімних головок кінці стержня виконані у формі плоского жорсткого фланця (підшви). Довжину стержня та висоту камери стиску можна регулювати сталюю прокладкою 4.

Верхню головку шатуна виконують з двома або однією суцільною опорною поверхнею для поперечини крейцкопфа. У першому випадку (рис. 2.27, а) опорою для неї служать дві крейцкопфні головки, які кріплять до підшви стержня болтами. У другому випадку (рис. 2.27, б) поперечина по всій довжині спирається на суцільну нижню частину крейцкопфного підшипника, що знижує питомий тиск на ній та підвищує жорсткість конструкції.

Нижню головку шатуна частіше виконують знімною (морського типу) і кріплять до підшви стержня шатунними болтами. У МОД з високим тиском згоряння для підвищення загальної жорсткості шатуна зменшують кількість роз'ємів у конструкції, виготовляючи верхню і нижню головки як одне ціле зі стержнем (рис. 2.27, б).

2.3 Механізм газорозподілу

Механізм газорозподілу призначається для управління процесами випуску та впуску відповідно до прийнятих фаз газорозподілу. У суднових ДВЗ застосовують клапанний, золотниковий та комбінований

газорозподіл. При клапанному газорозподілі у чотиритактних двигунах впускні та випускні отвори в кришках робочого циліндра відкривають та закривають клапани. Золотниковий газорозподіл застосо-

вують у двотактних двигунах з контурною та прямоточно-щілинною продувкою, де впускні та випускні вікна перекривають поршнем, який виконує роль золотника. Комбінований газорозподіл, що включає в себе клапанний та золотниковий пристрій, використовується у двотактних ДВЗ з прямоточно-клапанною продувкою.

Клапанний механізм (рис. 2.28) складається з клапанів 1 (впускних та випускних), деталей приводу до них: штовхачів 4, штоків 5, важелів 6, розподільного валу 2 з кулачковими шайбами 3, клапанних пружин 10 та тарілок 9 пружин.

Розташування та кількість клапанів визначається тактністю, швидкохідністю двигуна та ступенем його форсування. Розміщення клапанів у кришці чотиритактного двигуна (рис. 2.29, а–г) може бути подовжнім або поперечним відносно осі вала, одно- або дворядним з виведенням газоповітряних каналів на одну або дві сторони двигуна.

У двотактних ВОД та СОД два клапани можуть бути розташовані за схемою, яка показана на рис. 2.29, д, а чотири — по схемі, показана на рис. 2.29, е. Двотактні МОД частіше мають один клапан, який розміщують у змінному корпусі в центрі кришки.

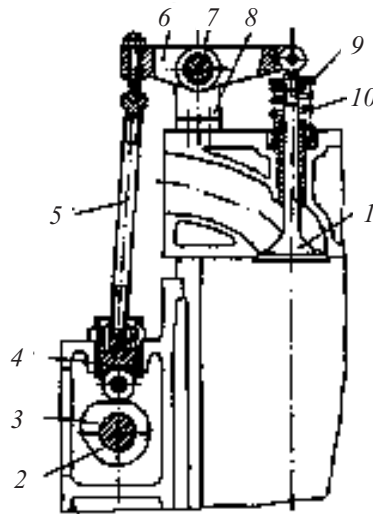


Рисунок 2.28. Клапанний механізм газорозподілу

Клапан (рис. 2.30, а) утворює вузол, складений власне з клапана (тарілки 1 та стержня 2), прямої втулки 3, клапанної пружини 4 та її тарілки 5, замка тарілки 7, сідел 8. Встановлюють клапан вертикально безпосередньо в кришці циліндра або в окремому від неї корпусі 1 (рис. 2.30, б). Використання змінного корпусу дозволяє спростити заміну або притирку клапана без демонтажу кришки, поліпшити його охолодження.

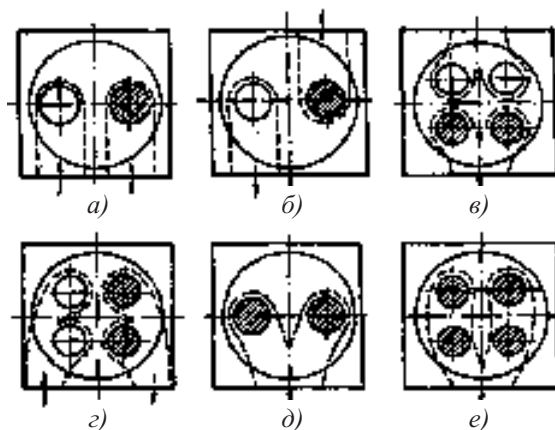


Рисунок 2.29. Схеми розміщення впускних та випускних клапанів

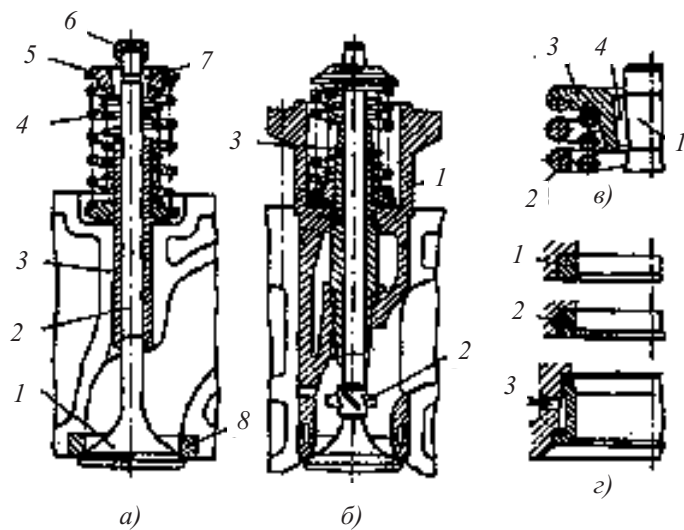


Рисунок 2.30. Робочі клапани

Тарілка клапанів може мати плоску, увігнуту або опуклу форму (рис. 2.30, а, б). Випуклу тарілку використовують в ВОД та СОД для підвищення жорсткості та міцності тарілки, особливо випускних клапанів. Діаметри впускних та випускних клапанів частіше виконують рівними, але іноді у ВОД для кращого наповнення циліндра діаметр впускного клапана підвищують (до 20%) порівняно з випускним. На тарілці виточують ущільнювальну фаску з кутом нахилу 45° для випускного клапана і $30 \dots 45^\circ$ для впускного. Поверхню тарілки з боку стержня виконують конічною (з кутом $10 \dots 30^\circ$) з плавним її переходом до стержня. Стержень клапана ретельно шліфують. Торце стержня, що стикується з важелем, загартовують або закривають зносостійким ковпачком 6. До хвостовика стержня 1 (рис. 2.30, в) кріплять тарілку 3 клапанної пружини за допомогою розрізних сухариків 4.

У двигунах, що працюють на важкому паливі, для підвищення строку служби та вирівнювання температурного поля випускним клапанам забезпечують

обертальний рух за допомогою механізму «Ротокап» крилатки 2 (рис. 2.30, б), що діє від потоку газу. Сідло є опорною поверхнею тарілки клапана, його можна розточувати безпосередньо у тілі кришки (див. рис. 2.28), вставляти у вигляді кільця 8 або приварювати у знімному корпусі. Вставні сідла 1 кріплять шляхом запресовування з розвальцовуванням або пружинними кільцями 2 (рис. 2.30, з). До охолоджуваного сідла воду підводять каналом 3.

Напрямою для клапана служить змінна втулка 3 (рис. 2.30, а) з перлітного чавуну або з алюмінієвої бронзи, яка запресована в кришку циліндра.

Клапанна пружина забезпечує закриття та щільне прилягання клапана до сідла. У суднових ДВЗ розповсюджені циліндричні гвинтові пружини з постійним кроком канавки. Для більшої надійності на клапани ставлять концентрично дві пружини, навивку яких виконують у різні сторони.

Розподільний вал керує клапанами; його використовують також для приводу ПНВТ, регулятора частоти обертан-

ня, пускового повітророзподільника та ін. Розподільний вал складається з вала з опорними шийками, кулачкових шайб для приводу клапанів, ПНВТ, шестерні або зірочки приводу самого вала.

Привод розподільного вала виконується з відношенням, яке становить 1:1 у двотактних двигунах та 1:2 у чотиритактних. Розташування вала уздовж двигуна біля блоку циліндрів (див. рис. 2.28), на рівні кришок (рис. 2.31, *а*) або над ними (рис. 2.31, *б*). При верхньому розміщенні вала, характерному для СОД та ВОД, кулачкові шайби діють на клапани через важелі або безпосередньо, що сприяє зменшенню сил інерції та підвищенню жорсткості приводу. Обертання верхнього вала може здійснюватись за допомогою циліндричних зубчастих коліс або проміжного вала 2, з'єднаного з колінчатим 1 та розподільним 3 валами через конічні шестерні (рис. 2.31, *в*). Середнє розміщення вала (біля блоку циліндрів) застосовують у СОД та МОД, а обертання його здійснюють шестеренною (рис. 2.31, *в*) або ланцюговою пере-

дачею (рис. 2.31, *д*). Найбільш поширена у МОД передача роликів ланцюгом у зв'язку з простотою, зручністю, меншим шумом. Для нормальної роботи цієї передачі встановлюють натяжний пристрій 1 із зірочкою 2, адже ланцюги при зношуванні подовжуються. Ланцюговий привод забезпечують також спеціальними напрямними 3, які усувають поперечні вібрації довгих ланок ланцюга у процесі його роботи.

Кількість кулачкових шайб визначається тактністю двигуна, а заклинювання їх — обраною схемою приводу, чергою роботи циліндрів, фазами газорозподілу. Кулачкові шайби ВОД та СОД часто кують як одне ціле з валом (рис. 2.32, *а*). Змінні шайби, застосовані у СОД та МОД, спрощують виготовлення вала, дозволяють змінити прийняті фази газорозподілу. Фіксують змінні шайби на валу шліцями та шпонками (рис. 2.32, *б*) або гідропресовою посадкою (рис. 2.32, *в*). В останньому випадку кут заклинювання шайби змінюють шляхом розвертання її гідродомкратом. У реверсивних дви-

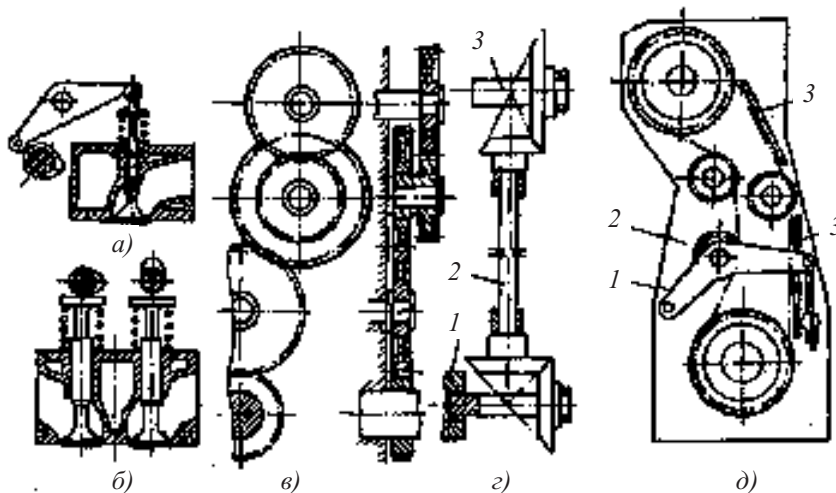


Рисунок 2.31. Розміщення та привод розподільного вала:

а, б — розміщення вала біля кришки та над кришкою; *в, г, д* — приводи, відповідно шестеренний, з вертикальним валом, ланцюговий

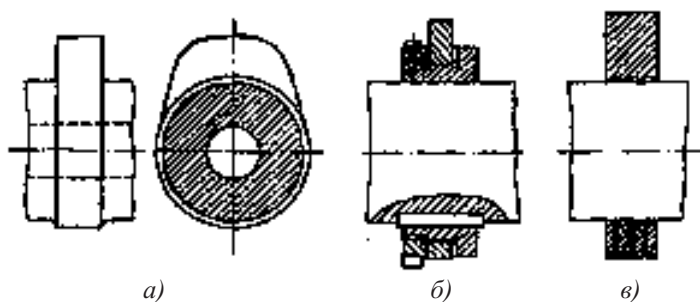


Рисунок 2.32. Кулачкові шайби

гунах з осьовим переміщенням розподільного вала використовують подвійний комплект кулачкових шайб для переднього і заднього ходу.

Через наявність теплового зазору в приводі клапана його рух починається і закінчується ударом, який викликає додаткові напруження в сидлі й тарілці пружини і на поверхнях контакту клапанного механізму. Для забезпечення безударної роботи і зниження шуму в сучасних МОД з прямоточно-клапанною продувкою застосовують гідравлічний привід клапанів. Він також сприяє зменшенню маси рухомих деталей і сил інерції клапанного приводу, підвищенню надійності його роботи.

В приведеній конструкції (рис. 2.33) механічний привід клапана замінений на гідравлічний. З цією метою на шток клапана надітий поршень 6, на який тисне масло (до 30 МПа), яке поступає по каналу 7 від гідравлічного поршневого підсилювача, привод якого відбувається від встановленого на розподільному валу кулачка. Клапанні пружини в цій конструкції усунені, їх функцію виконує поршень 5, на який тисне повітря (до 2 МПа), що забезпечує м'яку посадку клапана на сидло. Зниження теплової напруженості клапана досягають інтенсивним охолодженням циліндрової кришки в районі сидла за допомогою порожнини 8 і безпосередньо сидла (канал 9). На штоці

встановлено крилатку 3, яка під дією газового потоку обертає клапан.

Швидкий розвиток електроніки в останнє десятиріччя дозволив застосувати мікропроцесорну техніку для управління процесами паливоподачі та газообміну сучасних МОД і СОД.

Історично розподільний вал з кулачками, який служить для регулювання фаз газообміну і паливоподачі, з'явився при створенні перших поршневих двигунів. З того часу його конструкція не-

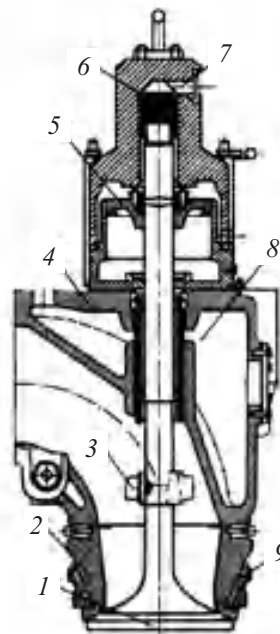


Рисунок 2.33. Випускний клапан з гідравлічним приводом

одноразово модернізувалась. Однак, кулачок із завідомо заданим профілем і зафіксований на валу, незважаючи на введення різних удосконалень, спрямованих в першу чергу на оптимізацію кута відкриття випускного клапана, залишається значною перешкодою шляху удосконалення приладу.

В двигунах Wartsila-Sulzer з електронною системою керування, в їх новій модифікації RT-flex взамін розподільного вала з його приводом, традиційних ПНВТ і гідроприводів випускних клапанів була застосована акумуляторна система управління випускними клапанами (рис. 2.34), що суттєво спростило його конструкцію. В двигуні з електронним управлінням привод гідронасосів розташований безпосередньо поряд з колінчастим валом. На рівні кришок робочих циліндрів знаходяться акумулятори тиску масла. Там розташований актюатор тиску. Електрокерований блок WECS-9500 гідроактюатора клапана дозволяє для кожного клапана змінювати фази його відкриття і закриття.

Більш раннє закриття випускного клапана на режимах малих навантажень до-

зволило підвищити дійсну ступінь стиску в циліндрах, створити кращі умови для згоряння палива та уникнути димлення.

Застосування електронного управління і гідравлічних приводів в сучасних МОД взамін механічних дозволило відмовитись від:

- ланцюгового приводу розподільного вала;
- розподільного вала з кулачками, як типу приводу ПНВТ та випускних клапанів;
- привода повітророзподільника;
- механічно-приводних лубрикаторів.

Взамін на двигуни були встановлені:

- гідравлічна система масла високого тиску з насосами, які приводяться від двигуна чи електромоторів;
- нова система управління з датчиками положення вала;
- випускні клапани та ПНВТ з гідравлічно-керованим приводом;
- вбудовані в систему електронного управління функції регулятора частоти обертання;
- електронно-керовані альфа-лубрикатори;
- вбудована панель управління.

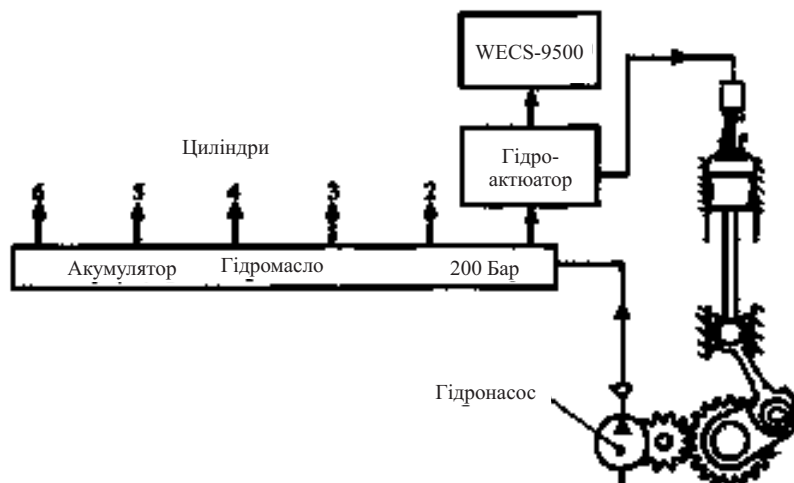


Рисунок 2.34. Акумуляторна система управління вихлопним клапаном

Завдання та запитання для самоконтролю

- 1. Які основні конструктивні вузли суднових ДВЗ?*
 - 2. Які особливості деталей остова МОД, СОД та ВОД?*
 - 3. Зобразити схеми КШМ тронкового та крейцкопфного двигунів та назвати конструктивні відмінності деталей цих механізмів.*
 - 4. Які основні способи охолодження поршнів суднових ДВЗ?*
 - 5. Які особливості конструкції головки шатунів?*
 - 6. Перерахувати матеріали для підшипників колінчатого валу.*
 - 7. Відмітити особливості конструктивного виконання деталей механізму газорозподілу.*
-

СИСТЕМИ СУДНОВИХ ДВЗ

3.1 Паливна система

Паливна система забезпечує подачу палива в робочі циліндри, тому являється однією із важливих систем суднових ДВЗ.

Вона складається з систем низького і високого тиску. Система низького тиску призначена для підготовки і подачі палива до системи високого тиску і включає в себе цистерни, фільтри, насоси, сепаратори, віскозиметри, підігрівачі і паливопроводи. Система високого тиску здійснює впорскування палива в камеру згоряння і включає в себе паливний насос високого тиску (ПНВТ) та форсунку, звичайно з'єднані паливопроводом високого тиску.

Система низького тиску. Принципова схема паливної системи двигуна на важкому паливі показана на рис. 3.1.

У зв'язку з наявністю на судні двох видів палива звичайно є витратні цистерни легкого 7 та важкого палива 6, які заповнюються паливоперекачувальними насосами відповідно 11 та 12; до ПНВТ 16 паливо поступає під тиском паливопідкачувальних насосів 8. Механічна очистка палива відбувається шляхом відстою, фільтрації та сепарації. Температура важ-

кого палива підтримується автоматично паливопідігрівачем 14, роботою якого керує віскозиметр 15. Паливопідігрівачі застосовують парові, електричні та термомасляні.

Система високого тиску. Для організації процесу згоряння палива паливна система високого тиску повинна забезпечити:

- впорскування точно дозованої циклової подачі палива;
- задані фази паливоподачі (початок і кінець) і найбільш сприятливу характеристику впорскування;
- якісне розпилювання на всіх експлуатаційних режимах роботи двигуна.

У зв'язку з різноманітними вимогами, які пред'являються до паливних систем високого тиску, ці системи мають різні конструктивні рішення, причому вони постійно удосконалюються на сучасному етапі розвитку двигунобудування.

В залежності від конструктивної схеми паливні системи високого тиску суднових ДВЗ розділяються на дві групи: системи безпосередньої дії та акумуляторні.

В системах безпосередньої дії підвищення тиску палива і його подача до

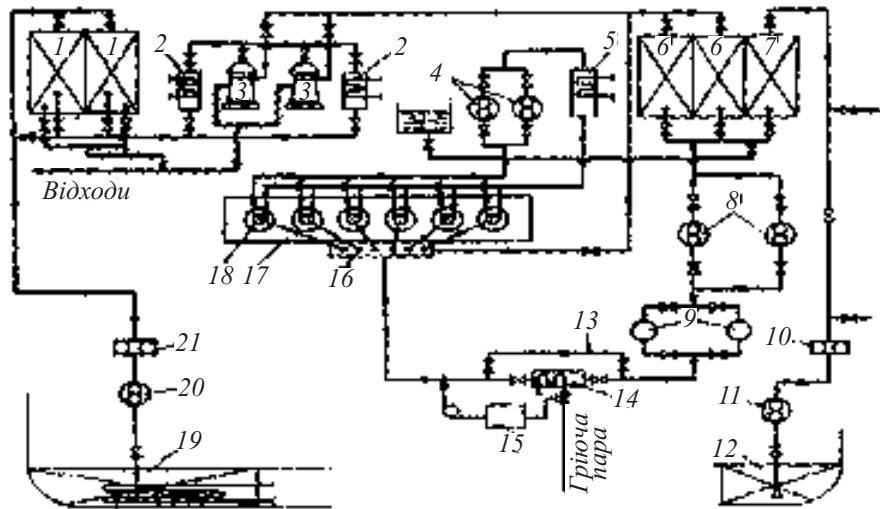


Рисунок 3.1. Схема паливної система низького тиску:

1 — відстійна цистерна; 2, 14 — підігрівачі; 3 — сепаратори; 4 — насоси охолодження форсунок; 5 — охолоджувач; 6 — витратні цистерни важкого палива; 7 — витратна цистерна легкого палива; 8 — паливопідкачувальні насоси; 9, 10 — фільтри; 11, 20 — паливоперекачувальні насоси; 12–19 — цистерни запасу палива; 13 — обвідний трубопровід; 14 — паливопідігрівач; 15 — віскозиметр; 16 — ПНВТ; 17 — двигун; 19 — форсунки; 21 — фільтр грубої очистки

розпилюючих отворів відбувається періодично, під час нагнітаючого ходу насоса. В акумуляторних системах паливо до отворів форсунки поступає в потрібний момент із акумулятора порівняно великого об'єму, де воно знаходиться під тиском постійно.

На рис. 3.2 приведені дві схеми паливоподачі безпосередньої дії. Паливо в циліндр надходить через форсунку 1, до якої паливо потрапляє трубкою високого тиску 2 від насоса високого тиску 3 (рис. 3.2, а). Робота ПНВТ відбувається під дією паливної кулачної шайби 4, встановленої на розподільному валу. Шайба забезпечує роботу ПНВТ таким чином, щоб подача палива відбулась в потрібний момент і за заданим законом.

На рис. 3.2, б приведена схема системи паливоподачі, в якій трубка високого тиску відсутня, а форсунка та ПНВТ розміщені в загальному корпусі. Цей

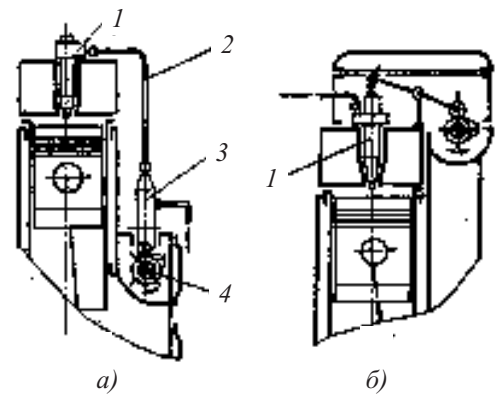


Рисунок 3.2. Схеми систем безпосередньої дії:

а — з автономним ПНВТ; б — з насос-форсункою

суміщений агрегат носить назву насос-форсунки 1. Вона забезпечує більшу компактність, менші розміри і маси, при цьому відсутнє додаткове впорскування палива. Насос-форсунки все частіше зна-

ходять застосування в сучасних двигунах, особливо при електронному управлінні паливоподачею.

В МОД з прямоточно-клапанною продувкою, в яких на кожному циліндрі встановлюють дві, три або чотири форсунки, паливні системи високого тиску виконують роздільно-розгалуженого типу. В цьому випадку насос подає паливо до всіх форсунок, встановлених на циліндрі, при цьому насос з'єднується з одним паливопроводом, який в спеціальній коробці розгалужується на декілька паливопроводів. В сучасних двигунах знаходять застосування і розгалужені системи високого тиску, коли два насоса подають паливо до однієї форсунки. Ці системи перспективні для впорскування двох сортів палива, а також при управлінні характеристикою впорскування.

Схема акумуляторної системи паливоподачі показана на рис. 3.3. Паливо до форсунки 1 підводиться по трубці високого тиску 2 із акумулятора 4, в якому тиск і кількість палива підтримуються постійними насосом високого тиску 5. Період підводу палива, а також закон його подачі регламентується паливною кулачною шайбою 6, яка діє на паливо-

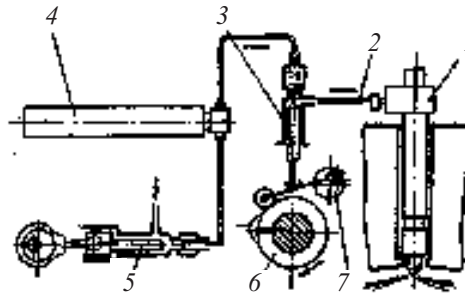


Рисунок 3.3. Схема акумуляторної системи впорскування палива

розподільник 3, розміщений між акумулятором 4 і форсункою 1. Дозування подачі палива відбувається поворотом ексцентрика 7. Така система забезпечує якісне розпилювання палива на всіх режимах роботи двигуна. Вона застосовувалась англійською фірмою Doxford для МОД з прямоточно-щілинною продувкою та виявилась перспективною при використанні форсунок з електронним управлінням.

На рис. 3.4 приведена принципова схема акумуляторної системи паливоподачі з електронним управлінням сучасних МОД фірми Wartsila серії RT-flex. В даному випадку подача палива до форсунок відбувається із акумулятора

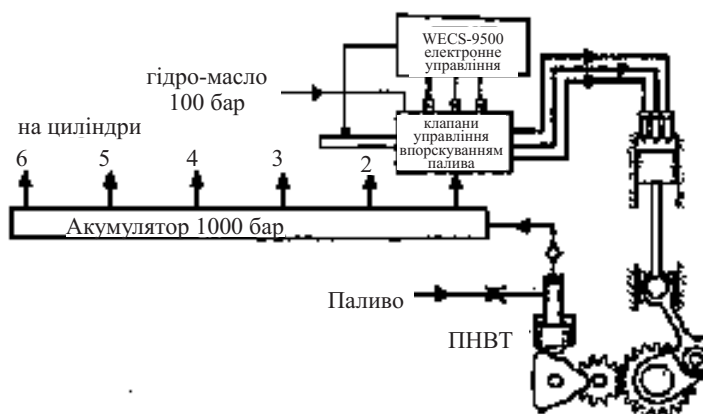


Рисунок 3.4. Принципова схема акумуляторної системи паливоподачі з електронним управлінням

палива, в якому при роботі двигуна підтримується високий тиск (100 МПа). Підкачування палива робить ПНВТ, який приводиться від колінчатого вала. В даній схемі ПНВТ не приймає участі в регулюванні циклової подачі палива, цю функцію виконують клапани управління впорскування палива, які отримують сигнал на відкриття і закриття подачі палива із акумулятора від блока електронного управління WECS-9500.

Паливні насоси високого тиску (ПНВТ) в суднових ДВЗ, особливо в МОД і СОД, звичайно виконуються автономними для кожного циліндра. Але зустрічаються, головним чином у ВОД, і блочні насоси, в яких секції (плунжерні пари, складені із плунжера і його втулки) розміщують в загальному блоці. Розташування цих секцій буває рядне та V-подібне.

Паливні насоси розділяють на золотникові та клапанні. В золотникових насосах дозування палива відбувається плунжерами — золотниками, а в клапанних — спеціальними клапанами з механічним приводом від штовхачів, пов'язаних із плунжерами. В клапанних насосах більш проста плунжерна пара, але вони складніші за конструкцією, мають багато рухомих деталей. Золотникові насоси простіші й за конструкцією, і в експлуатації, чим і пояснюється їх широке розповсюдження. Серйозним недоліком золотникових насосів є більш швидкий знос плунжера в золотниковій частині.

ПНВТ до недавнього часу мали тільки механічний привод, тобто плунжер зі штовхачем приводились в рух від кулачкової шайби, розміщеної на розподільному валу двигуна, механічний привод забезпечував надійну роботу та регулювання ПНВТ, але при високих тисках палива і ударному характері навантаження в багатьох двигунах (особливо в МОД) він виходив громіздким. Тому

в даний час провідні зарубіжні фірми переходять на гідравлічний привод ПНВТ.

ПНВТ також розрізняються за періодом змінювання подачі палива — ПНВТ зі зміною початку подачі, ПНВТ зі зміною кінця подачі, ПНВТ зі змішаною зміною подачі.

Схема ПНВТ клапанного типу зі зміною початку показана на рис. 3.5. При обертанні кулачкової шайби 1 штовхач 2

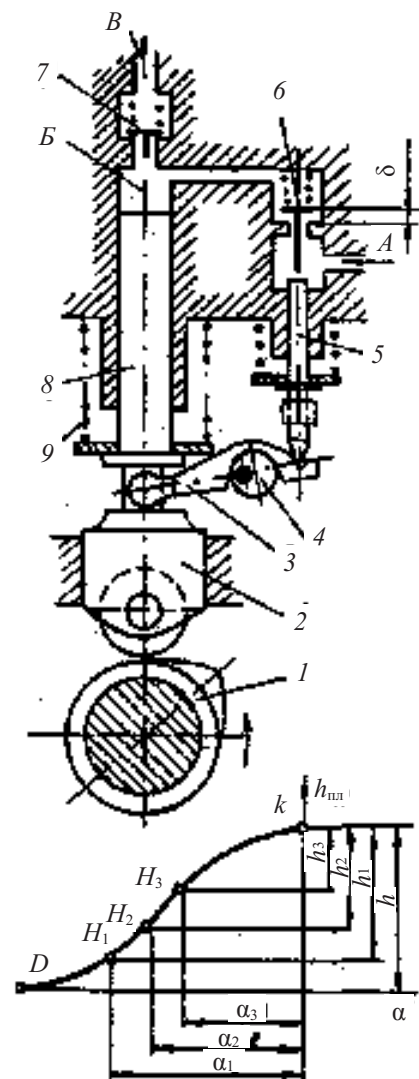


Рисунок 3.5. Схема ПНВТ з регулюванням початку процесу подачі

періодично здійснює зворотно-поступальний рух, діючи на плунжер 8 та важіль 3, який знаходиться на ексцентриковому валику 4. Коливання важеля 3 забезпечує періодичні зворотно-поступальні рухи штовхача 5 клапана 6. Паливо по каналу А при відкритому клапані 6 надходить до робочої порожнини Б і виходить із неї, а при закритому клапані 6 — нагнітається через клапан 7 в канал В. Пружина 9 забезпечує при будь-якому положенні шайби 1 контакт між деталями 1, 2, 3, 8.

Роботу ПНВТ розглянемо на схемі насоса і на кривій $\alpha-h_{пл}$ рис. 3.5 (де α — кут повороту вала паливного кулачка 1, $h_{пл}$ — шлях, який проходить плунжер 8 з моменту початку руху вгору).

Якщо важіль 3 має два плеча, то в період, коли штовхач 2 торкається циліндричної частини кулачка 1 і тому нерухомий, плунжер 8 займає нижнє положення, а штовхач 5 верхнє, утримуючи клапан 6 відкритим. В момент, коли до штовхача підходить профільна частина кулачка 1 (точка D на кривій $h_{пл} = f(\alpha)$), деталі 2, 3, 5, 6, 8 починають рухатись. Завдяки початому руху плунжера 8 уверх, об'єм робочої порожнини Б зменшується, і паливо через відкритий клапан 6 виходить в канал А. По мірі руху правого плеча важеля 3 вниз клапан 6 опускається і наприкінці перекриває канал А. Внаслідок продовження руху плунжера 8 уверх в момент закриття клапана 6 тиск в порожнині Б різко зростає, тому клапан 7 відкривається (точка H₁ на кривій $h_{пл} = f(\alpha)$) і починається подача палива в канал В. Подача палива буде продовжуватись на всьому ході плунжера вгору, тобто до точки k на кривій $h_{пл} = f(\alpha)$. В момент, що відповідає точці k, клапан 7 закривається, а в наступну мить — на початок руху плунжера вниз — внаслідок зниження тиску в порожнині Б клапан 6 відкривається, і паливо по каналу почне

поступати в порожнину Б. По мірі руху плунжера 8 вниз, штовхач 5 буде рухатись вгору і в якийсь момент, торкнувшись клапана 6, при подальшому русі буде підіймати цей клапан до його найвищого положення, що характеризується величиною зазору δ .

Для зменшення кількості поданого палива необхідно повернути ексцентриковий валик 4 навколо осі так, щоб праве плече важеля 3 піднялось вгору і просвіт δ збільшився з δ_1 до $\delta_2, \delta_3 \dots \delta_k$. Тривалість подачі палива при цьому зменшиться з α_1 до $\alpha_2, \alpha_3 \dots \alpha_k = 0$. Таким чином, при незмінному повному (геометричному) ході плунжера змінюється його корисна частина ($h_1, h_2 \dots$), тобто та частина, яка супроводжується впорскуванням палива. При цьому зменшення тривалості подачі, тобто кількості поданого палива, відбувається шляхом змінювання початку подачі при незмінному закінченню.

Якщо поміняти розташування ексцентрикового валика 4 і змістити його праворуч штовхача 5, тим самим змінити точку опори важеля 3, отримаємо насос з регулюванням кінця подачі, а при застосуванні двох ексцентрикових валиків і двох штовхачів для впускного і відсічного клапанів будемо мати насос зі змішаним регулюванням подачі палива.

Схема ПНВТ золотникового типу приведена на рис. 3.6. Паливна кулачна шайба 1 через штовхач 2 діє на плунжер 3, який прижимається до штовхача 2 пружиною 4. Плунжер 3 розміщується у втулці 5, яка має такі канали: впускний А, відсічний Г і нагнітальний Б. На зовнішній поверхні плунжера вирізи, що утворюють порожнину В, та вертикальний проріз (або свердлення).

На початку руху плунжера вгору паливо із надплунжерного простору (робочої порожнини Б) витікає через канали А та Г. В момент, коли верхня кромка

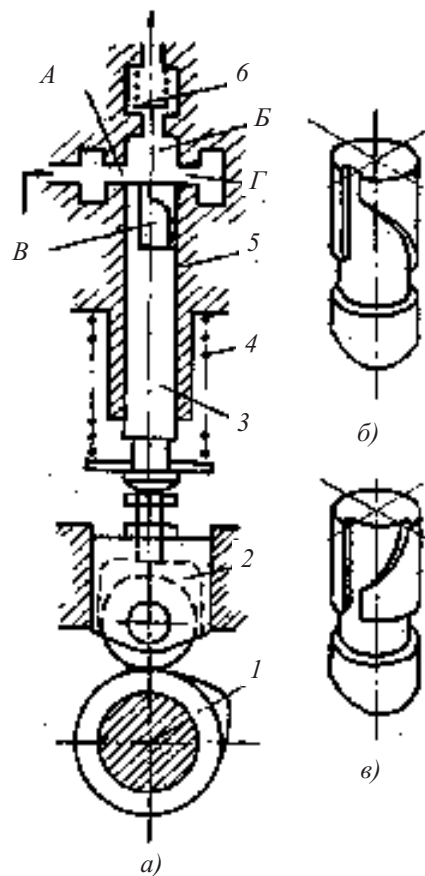


Рисунок 3.6. Схема ПНВТ золотникового типу:

a — загальний вид; *б, в* — розташування регулюючих кромок на плунжері з регулюванням кінця та початку подачі відповідно

плунжера повністю закриє канали *A* та *Г*, тиск в порожнині *B* швидко зростає, внаслідок чого клапан *б* відкривається і починається нагнітання палива. Процес нагнітання буде продовжуватись при русі плунжера вгору до того часу, доки клапан *Г* не з'єднається з порожниною *B*. Так як порожнина *B* з'єднана з надплунжерним простором *Б*, то в цей момент тиск в порожнині *B* різко знизиться, клапан *б* закриється, впорскування припиниться, а паливо по з'єднувальному

прорізу (свердленню) буде поступати в порожнину *B* і далі — в канал *Г*. Таким чином кількість поданого палива залежить від того, яку частину часу, на протязі якого плунжер рухається догори, канал *Г* закритий його поверхнею. Якщо одну з кромок плунжера виконати похилою, то, повертаючи плунжер навколо осі на якийсь кут, можна змінити тривалість часу закриття каналу *Г*, а відповідно, тривалість подачі палива. Для змінювання кількості поданого палива початком впорскування похилою роблять верхню кромку плунжера, кінцем впорскування — нижню. Якщо у плунжера і верхня, і нижня кромки виконані похилими, то при його повороті будуть змінюватись і початок, і кінець подачі — такий ПНВТ характеризується змішаним змінюванням подачі палива.

Форсунки служать для безпосереднього впорскування палива в циліндр двигуна, розпилювання його на краплі розміром 5...30 мкм і розподіл їх у середині камери згоряння. Форсунки встановлюють в кришці робочого циліндра. В чотиритактних двигунах, як правило, встановлюється одна центрально-розташована форсунка. В двотактних МОД з прямоточно-клапанною продувкою встановлюються 2–4 форсунки по периферії циліндрової кришки, так як в центральній її частині встановлено випускний клапан.

На рис. 3.7 приведена схема неохолоджуваної клапанної форсунки. Паливо подається через декілька соплових отворів, виконаних в розпилювачі *1*, що має паливопідвідні канали *Б* та *Г*, а також порожнину *В*. Канал *Г* закривається голкою (клапаном) *2* ступінчатої форми, що прижимається до розпилювача *1* пружиною *б* через штангу *5*. За допомогою гайки *3* розпилювач *1* приєднується до корпусу *4* форсунки, який має паливо-

підвідний канал *A* та кріплення для встановлення форсунки в кришку циліндра двигуна. Регулюючий гвинт *7* служить для встановлення потрібного зусилля стиснення пружини *б*.

Канали *Б* та *A*, як і порожнина *В*, завжди заповнені паливом при деякому залишковому тиску. В момент початку подачі палива ПНВТ тиск різко збільшується, і при досягненні 20...30 МПа він створює зусилля, діюче на ступінчатий пояс голки *2* знизу (зі сторони порожнини *Б*), достатнє для подолання зусилля, створюваного пружиною *б* на голку зверху. Внаслідок різниці зусиль голка *2* піднімається, відкриваючи канал *Г*, і паливо спрямовується до соплових отворів. Незважаючи на витікання палива в циліндр,

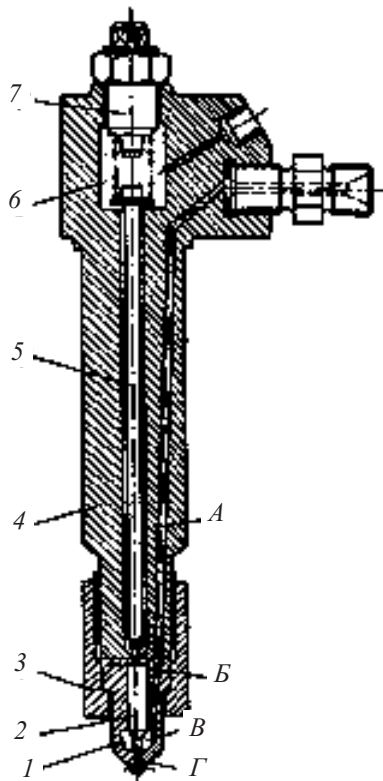


Рисунок 3.7. Конструктивна схема закритої форсунки

тиск в каналах і порожнині продовжує збільшуватись, сягаючи максимальних значень (80...150 МПа) приблизно в середині періоду впорскування.

В момент закінчення активного ходу плунжера ПНВТ тиск палива в системі різко падає, і голка *2* під дією пружини *б* опускається, закриваючи вхід в канал *Г*.

На рис. 3.8 приведені конструктивні схеми розпилювачів деяких форсунок. Розпилювач штифтової форсунки *1* (рис. 3.8, *а*), на відміну від клапанної багатотворної (рис. 3.8, *б*), має один порівняно великий отвір, в який заходить нижня частина запірного органу — штифта *2*. У вказаному на рис. 3.8, *а* положенні штифт щільно прилягає до кромки отвору, і витікання палива не можливе. При підйомі штифта утворюється кільцевий переріз, через який паливо впорскується в циліндр. Форма паливного факела залежить від конфігурації нижніх частин штифта і розпилювача.

Розпилювач охолоджуваної форсунки (рис. 3.8, *в*) — найбільш нагріта деталь — охолоджується рідиною (водою, маслом або паливом), яка підводиться по каналу *A* в порожнину *Б*, створену

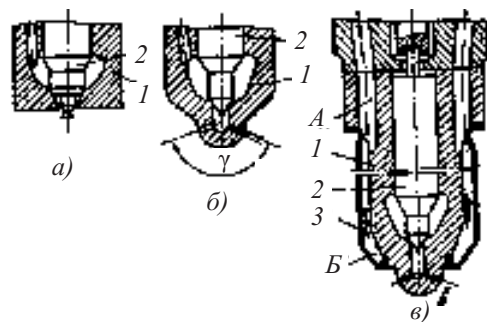


Рисунок 3.8. Схеми розпилювачів форсунок: *а* — штифтовий; *б* — клапанний, багатотвірчастий; *в* — клапанний з рідинним охолодженням

1 — корпус розпилювача; *2* — голка; *3* — ковпачок

зовнішньою поверхнею розпилювача 1 і спеціальним ковпачком 3. Застосування охолоджуваних розпилювачів було запроваджено в МОД та СОД для змінення їх температур при форсуванні двигунів з наддувом.

Але інтенсифікація охолодження кришок циліндрів в зоні форсунок, забезпечення доброї теплопередачі завдяки щільній посадці корпусу форсунки в кришці і зменшення торцевої теплосприймаючої поверхні розпилювача (що виступала в камеру згоряння) дали можливість провідним фірмам відмовитись від спеціального охолодження форсунок. При цьому для зберігання незмінності температури в зоні розпилювачів при роботі на важкому паливі передбачається постійне прокачування палива через форсунку.

Двоступінчасте впорскування. Рядом фірм, таких, як Caterpillar, MAN, Wartsila, було запропоновано двоступінчасте впорскування палива, суть якого полягає в подачі невеликої порції палива, яка передує основній подачі. Необхідність такої організації процесу впорскування обумовлюється незадовільним займанням важких палив і тривалим періодом затримки займання, в процесі якого паливо накопичується в циліндрі і тільки потім займається. Одночасне займання і згоряння накопиченої маси палива супроводжується великими швидкостями згоряння та жорсткою роботою двигуна.

Наявність попереднього впорскування створює умови для більш повного та м'якого згоряння, так як основна подача відбувається в момент, коли в циліндрі з'явилося полум'я від спаленої попередньо поданої порції палива. Тому займання основної маси палива відбувається практично миттєво і процес згоряння проходить зі значно меншими швидкостями, які визначаються швидкістю надходження палива в циліндр.

Здійснити двоступінчасте впорскування можливо двома шляхами. Перший запропонувала фірма Wartsila. В двигунах цієї фірми попередній вприк відбувається з використанням стандартного ПНВТ, в якому встановлено додатковий нагнітальний клапан (рис. 3.9) з більш слабкою пружиною, який буде відкриватись першим на початку нагнітального ходу плунжера. Від цього клапана па-

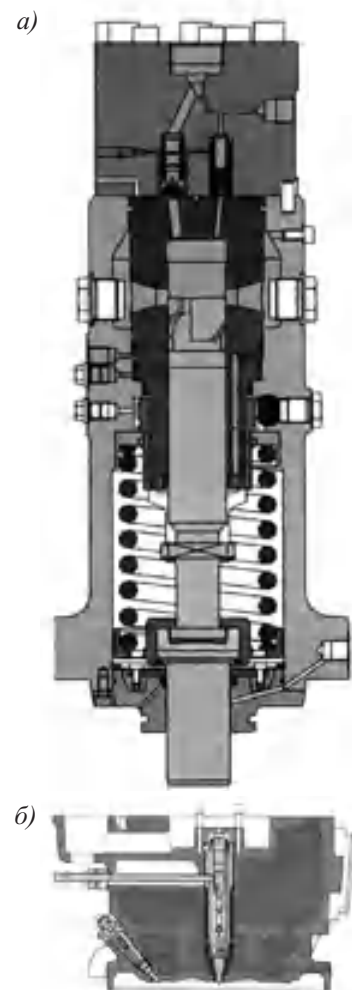


Рисунок 3.9. Система двоступінчатого впорскування палива:

а — ПНВТ з додатковим клапаном; б — розміщення допоміжної форсунки

ливо подається до допоміжної форсунки попереднього впорскування. По мірі зростання тиску відкривається основний нагнітальний клапан, і паливо поступає на основну форсунку.

Фірма Bosch пішла іншим шляхом — запропонувала конструкцію двопружинної (двоступінчастої) форсунки, в якій перша ступінь впорскування палива відбувається при тиску 20 МПа, кількість впорскнутого палива при цьому обмежується ходом голки форсунки (0,06 мм) та пружністю першої пружини (рис. 3.10). Коли ж тиск зростає до 30 МПа, подолається сила опору другої пружини і голка повністю відкриває отвір форсунки для впорскування палива.

Мала кількість палива спочатку займання забезпечує плавне наростання тиску в камері згоряння, що сприяє більш м'якому процесу згоряння і з меншим шумом.

Електронне управління подачею палива. В даний час знаходить широке застосування мікропроцесорна техніка з програмним забезпеченням, яка забез-

печує рішення широкого спектру задач з управління двигуном, зокрема процесами паливоподачі. При цьому широко застосовуються форсунки з електронним управлінням (рис. 3.11) і насос-форсунки.

При розробці системи електронного управління наявність насоса-форсунки спростила вирішення задачі оптимізації фаз подачі шляхом впровадження в їх конструкцію керованого клапану 7 (рис. 3.12), який, в свою чергу, управляється мікропроцесором соленоїда 9. На рис. 3.12,а плунжер знаходиться у верхньому положенні, і через отвір 4 підплунжерний простір заповнюється паливом, що поступає від паливо-підкачувального насоса під тиском 0,4 МПа. Керований клапан 7 знаходиться внизу, і підплунжерний простір через канал 5 та зазор під клапаном 7 сполучається з атмосферою. Тому, незважаючи на рух плунжера вниз, стиснення палива під ним не відбувається — іде перепуск. Коли мікропроцесор подасть електричний струм на соленоїд, його сердечник втягується

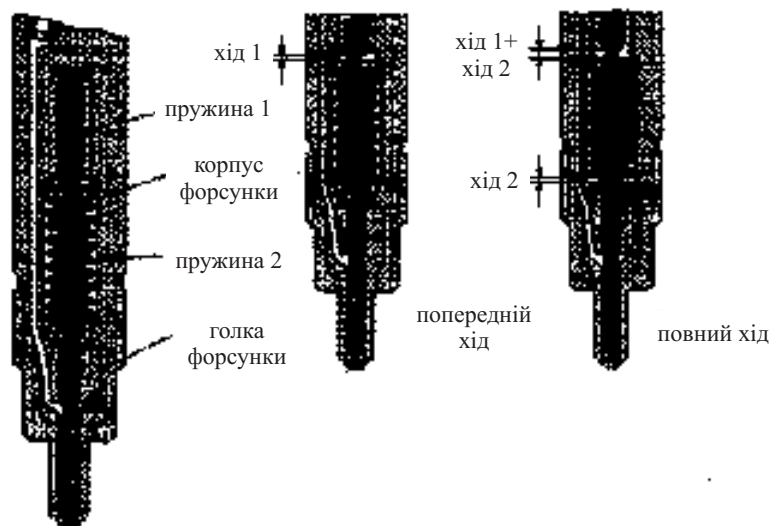


Рисунок 3.10. Робота двоступінчастої форсунки

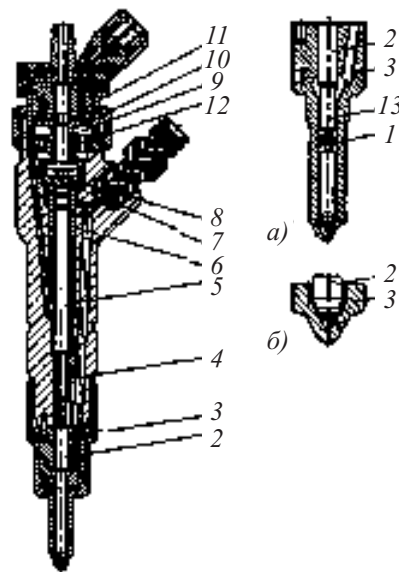


Рисунок 3.11. Форсунка з електронним керуванням:

a — розпилювач; *б* — запірний конус
 1 — хрестоподібна направляюча; 2 — голка;
 3 — розпилювач; 4 — пружина запирання
 голки; 5 — мультиплікатор запирання; 6 —
 втулка мультиплікатора; 7 — жиклер камери
 гідрозапирання; 8 — шариковий керуючий
 клапан; 9 — шток; 10 — явір; 11 — котуш-
 ка електромагнітна; 12 — пружина клапана;
 13 — вуглецеве покриття

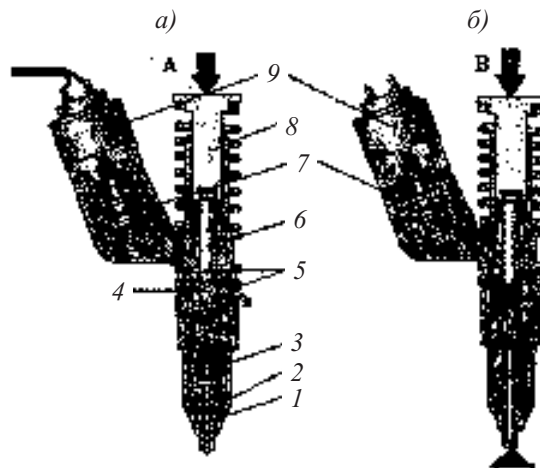


Рисунок 3.12. Насос-форсунка з механічним приводом та електронним керуванням

і підіймає керований клапан до посадки його на сідло. Перепуск палива закінчується, тиск під плунжером в каналі 3 і під голкою 1 розпилювача 2 зростає, і починається впорскування палива в циліндр (рис. 3.12, б).

Закінчення подачі відбувається після припинення надходження струму на соленоїд, керований клапан 7 під дією пружини піднімається, і порожнина нагнітання з'єднується з клапаном відсічки 5. Подача палива закінчиться. Наявність мікропроцесора відкриває можливість оптимізувати фази подачі палива на всьому діапазоні навантажень та обертів за допомогою спеціальних програм, що вводяться в мікропроцесор.

Новою є також заміна механічного приводу ПНВТ на гідравлічний. Це дозволило підтримувати тиск впорскування палива постійним і незалежним від частоти обертання двигуна. На рис. 3.13 показана схема системи гідравлічного приводу насос-форсунок. Її особливість — наявність масляного колектора високого тиску, з якого масло під тиском 10 ... 30 МПа подається до насос-форсунки з плунжером-мультиплікатором. Управління подачею масла здійснюється клапаном з електромагнітним приводом. Плунжер мультиплікатора приводить в рух плунжер насос-форсунки, відношення площі поперечного перерізу цих плунжерів визначається тиск впорскування палива в циліндр. Завдяки такій схемі тиск впорскування досягає 200 МПа і більше.

Управління фазами подачі палива відбувається блоком електронного управління (БЕУ), на який поступають сигнали від встановлених на двигунах датчиків обертів колінчатого валу і положення мертвих точок, тиску наддуву, тиску впорскування палива, тиску і температури масла та ін. Тиск наддуву враховується при визначенні порції впорскнутого палива.

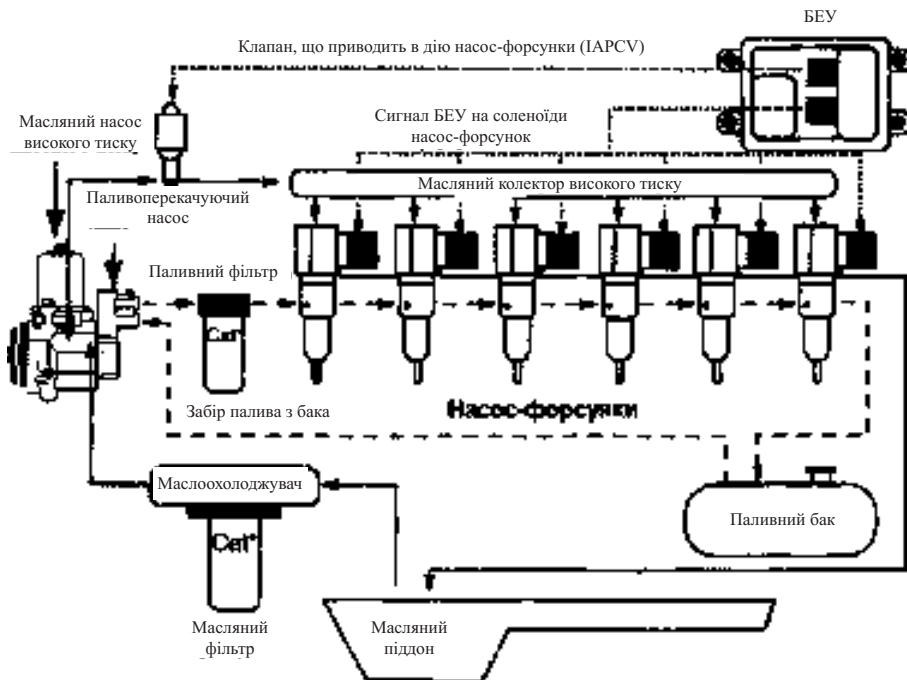


Рисунок 3.13. Система гідролічного приводу насос-форсунок

3.2 Система мащення

Функціональне призначення системи мащення — забезпечення тертьових поверхонь маслом з метою зниження роботи тертя.

При цьому система мащення виконує й інші функції — відводить тепло, що утворюється в процесі тертя, а також очищує поверхню тертя від часток металу, нагару та інших сторонніх часток. Крім того, масло часто використовується в якості охолоджувальної рідини для відводу тепла від нагрітих деталей, а також в якості силової рідини в системах гідропроводу.

Об'єктами для мащення є втулки циліндрів, підшипники колінчатого та розподільного валів, турбокомпресорів, шестерні приводів і передач, напрямних клапанів, штовхачів паливних насосів

і механізму газорозподілу, штанги та важелі приводу клапанів.

В залежності від способу подачі масла до тертьових поверхонь системи можуть бути гравітаційні, примусові та комбіновані. В гравітаційній системі масло в нагнітальний трубопровід поступає самопливом із цистерни, розташованої вище об'єкта мащення. Такі системи часто використовуються для мащення підшипників турбокомпресорів. В системах з примусовою подачею масло до споживача подається спеціальним насосом. В комбінованих системах використовуються обидва способи подачі масла.

За способом забезпечення руху масла системи мащення діляться на циркуляційні (замкнуті) та лінійні (лубрикаторні). В циркуляційній системі масло проходить

через обслуговуючий вузол і багаторазово здійснює замкнутий цикл, а в лінійній — підводиться до поверхні мащення один раз і в систему не повертається.

В залежності від особливостей мащення поверхні втулки циліндра системи можуть бути з примусовою подачею масла, із подачею масла розбризкуванням.

В системах з примусовою подачею масло подається на поверхню втулки циліндра через спеціальні отвори (штуцера), до яких воно поступає від лубрикаторів. В системах з подачею масла розбризкуванням мащення дзеркала циліндра відбувається краплями масла, яке витікає із підшипників колінчатого вала і розбризкується кривошипамі в об'ємі картера та осідає на поверхні втулки циліндра.

В залежності від місця розташування масла системи мащення розділяються на системи з сухим картером і мокрим картером.

Система мащення з сухим картером характеризується тим, що відпрацьоване масло, що стікає із вузлів мащення в картер двигуна, не накопичується в ньому, а через отвір в піддоні (фундаментній рамі) проходить в спеціальну цистерну. В системах мащення з мокрим картером піддон (або фундаментна рама) служить в якості ємкості для масла. На деяких

двигунах застосовують комбіновані системи, коли частина масла знаходиться в картері, а частина в спеціальній цистерні. Схема системи мащення з мокрим картером приведена на рис. 3.14.

Масло, що стікає із поверхонь мащення через запобіжну сітку 1, збирається в піддоні двигуна, де відстоюється і зберігається. Із піддона через приймальний фільтр 2 і холодильник 5 масло забирається насосом 3 і нагнітається через фільтри 4 та холодильник 5 в масляну магістраль 6, звідкіля попадає в трубки, що підводять масло на поверхні тертя.

На рис. 3.15 представлена схема системи мащення з сухим картером.

Масло знаходиться в циркуляційній системі 1, розташованій нижче двигуна. Насос 3 через приймальний фільтр 2 забирає масло із цистерни 1 і подає через фільтр грубої очистки 2 і охолоджувач масла 6 в нагнітальну магістраль 7. Частина масла після фільтра грубої очистки 4 поступає в фільтр тонкої очистки 5 і повертається в цистерну 1. Масло, що стікає з поверхонь тертя в картер, зливається по трубці 8 в цистерну 1. Фільтр тонкої очистки 5 на багатьох двигунах встановлюється в системі не паралельно фільтру грубої очистки 4, а послідовно. В такому випадку він називається повнопроточним.

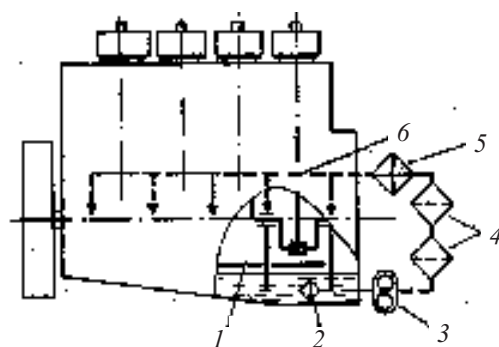


Рисунок 3.14. Система мащення з мокрим картером

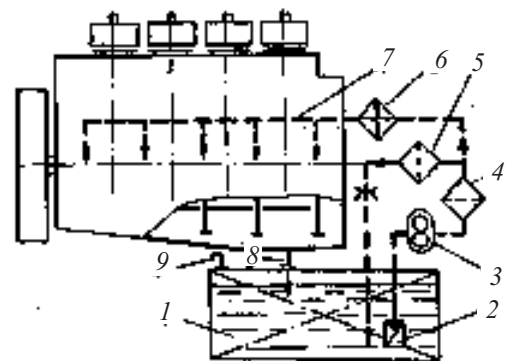


Рисунок 3.15. Схема системи мащення з сухим картером

На рис. 3.16 представлена схема лубрикаторної (проточної) системи мащення втулки циліндра. Багатоплунжерний насос-лубрикатор 1, що приводиться в дію від колінчатого вала двигуна, нагнітає циліндрове масло в трубки 2, які закінчуються штуцерами 3. Кожен плунжер лубрикатора подає масло тільки до однієї точки мащення по трубці 2, штуцер 3 входить в свердлення у втулці циліндра і забезпечує подачу невеликої кількості масла на дзеркало втулки циліндра в означений період часу.

Використання в системі управління двигуном мікропроцесорів дозволило вирішити давно назрілу проблему організації мащення в традиційній системі, де використовується механічний привод лубрикаторів, ряд фірм для зменшення подачі масла на змащення втулок циліндрів при зниженні навантажувального режиму з'єднували механізм подачі масла з положенням рейки паливних насосів. Але, на жаль, не змогли досягнути синхронізації подачі масла з рухом поршня, а це приводило до того, що частина поступаючого із штуцерів масла падала на поршень, і при його русі вгору переміщалась поршневими кільцями до камери згоряння, де вигорала. Ідеальною ж вважається подача, коли масло виходить із штуцера в проміжок між першим та другим поршневими кільцями. Тоді

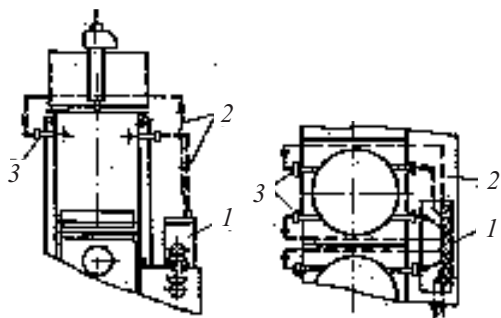


Рисунок 3.16. Схема лубрикаторної (проточної) системи мащення втулки циліндрів

масло добре розноситься по поверхні втулки циліндра і раніше відмічені втрати виключаються.

В сучасній системі ця задача успішно вирішується, і економія циліндрового масла складає вище 0,3 г/кВт·год.

Схема нової системи мащення втулок циліндрів з електронним управлінням представлена на рис. 3.17, а. Масло з цистерни циліндрового масла потрапляє до насосної станції, де його тиск підвищується до 4,5 МПа і воно направляється в індивідуальні для кожного циліндра акумулятори і далі в лубрикатори, кількість яких (один або два) залежить від розмірів циліндра (кількість штуцерів).

Лубрикатор (рис. 3.17, б) обладнаний поршнем гідропідсилювача, подача масла на який відбувається через швидкодіючий клапан, що управляється мікропроцесором. Поршень приводить в рух розміщені по колу плунжери насосів високого тиску, які забезпечують подачу однакових кількостей масла по всім точкам мащення та практично в один момент часу. Лубрикатори подають масло через кожні 4–5 або більше обертів колінчатого вала в залежності від потрібної величини подачі, збільшення якої досягається збільшенням частоти подач, зменшення — навпаки.

Момент подачі задається мікропроцесором з великою точністю з тим, щоб надходження масла в циліндр відбулось в період, коли поршень своїм комплектом кілець перебуває в площині штуцерів.

Тривалість подачі укладається в $\approx 0,1^\circ$ п.к.в. Величина створюваного плунжерами тиску в нормальних умовах складає 15,0 МПа, а при закоксуванні може суттєво збільшуватись, що забезпечує гарантовану подачу.

Гравітаційна система мащення підшипників турбокомпресора показана на рис. 3.18.

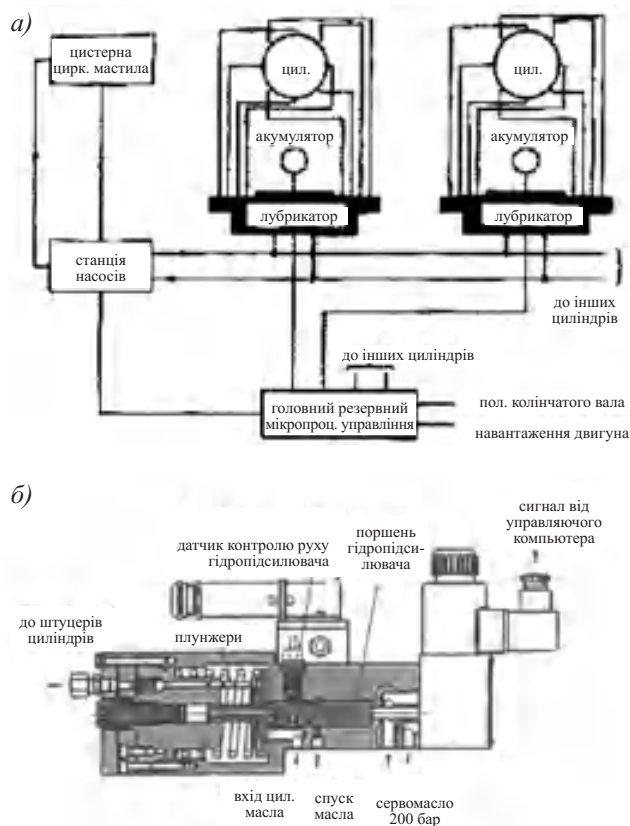


Рисунок 3.17. Система мащення втулок циліндрів: а — система мащення втулок циліндрів з електронним управлінням; б — лубрикатор з електронним управлінням

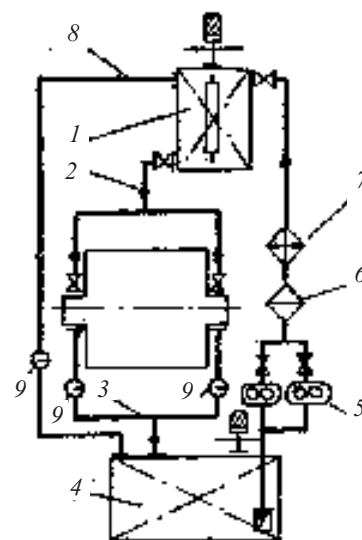


Рисунок 3.18. Схема гравітаційної системи мащення

Масло самопливом із цистерни 1, розташованої вище турбокомпресора, по трубам 2 поступає на підшипники і після змащення їх поверхонь стікає по трубам 3 в цистерну 4. Із цистерни 4 насос 5

подає масло через фільтр 6 і охолоджувач 7 в цистерну 1. Надлишок масла по переливній трубці 8 зливається в цистерну 1. На цій трубці встановлене оглядове скло 9.

3.3 Система охолодження

Система охолодження служить для охолодження гарячих деталей, що нагріваються від згоряння палива та від тертя, для відводу теплоти від робочих рідин (масла, палива, води) і наддувального повітря. Охолоджувати деталі двигуном потрібно за різних причин: кришку

циліндра — для зниження температури вогневого днища і температурних напружень до значень, що забезпечують збереження механічних властивостей і тривалу міцність деталей; втулку циліндра — для зниження температури дзеркала до значень, що забезпечують збереження мас-

ляної плівки; поршень — для зниження температурних напружень і забезпечення надійної роботи поршневих кілець, корпус турбіни турбокомпресора — для зменшення підігріву повітря в компресорі; випускний колектор або його кожух — для запобігання обслуговуючого персоналу від опіку і зменшення виділення теплоти в машинне відділення судна.

До складу системи охолодження входять водяні насоси, охолоджувачі, розширювальна цистерна, терморегулятори, трубопроводи.

Призначення водяних насосів — забезпечення безперервного руху (циркуляції) охолоджувальної води в системі.

Охолоджувачі призначені для відводу надлишкової теплоти від охолоджувальних рідин і наддувного повітря.

Розширювальна цистерна служить для компенсації змінювання об'єму води в системі внаслідок змінювання її температури, для поповнення втрат води в системі внаслідок витоків та випаровування, а також видалення із системи повітря та водяної пари.

Терморегулятори повинні автоматично підтримувати температуру води, а також охолоджуючих рідин в заданому діапазоні.

В якості охолоджувальних речовин можуть застосовуватись забортна та прісна вода, масло, паливо і повітря.

Вода в порівнянні з іншими охолоджувальними середовищами має велику теплоємність і при швидкості 0,5...3,0 м/сек високий коефіцієнт тепловіддачі. Це легкодоступна охолоджуюча речовина, запаси якої необмежені — весь Світовий океан. Але у воді є розчинні солі, мікроорганізми та інші домішки. Особливо багата солей та домішок у морській забортній воді, тому підігрів в теплообмінних апаратах вище 55 °С небажаний. При необхідності нагріву охолоджувального

середовища вище вказаної температури на судах застосовують двоконтурні системи охолодження з використанням у високотемпературному контурі іншого носія, наприклад, прісної води.

Прісна вода допускає нагрівання в системах охолодження при атмосферному тиску до 80...90 °С, а при підвищеному — і вище. Прісна вода, що циркулює у внутрішньому контурі, проходить попередню обробку з метою зниження солевмісту та видалення різних домішок. В неї вводять інгібітори — уповільнювачі корозії.

Атмосферне повітря, застосоване в якості охолоджувального середовища, має теплоємність в порівнянні з водою приблизно в 4 рази меншу, в зв'язку з чим в системах охолодження його вимагається більшої кількості і подачі зі швидкістю до 10 м/с і більше, а це призводить до збільшення витрати енергії на привод нагнітачів повітря. Тому повітря в якості охолоджувального середовища застосовується тільки в тих випадках, коли рідкі охолоджувальні речовини використати неможливо (в електродвигунах та електрогенераторах).

Системи охолодження суднових ДВЗ діляться на одноконтурні (проточні), двоконтурні (замкнуті) та триконтурні (центральні).

В одноконтурних системах використовується холодна забортна вода, яка прокачується насосом через порожнини охолодження двигуна та охолоджувачі робочих рідин і потім зливається за борт.

Двигуни з двоконтурними системами охолодження мають циркуляційну систему прісної води — внутрішній контур, і проточну систему забортної води, що утворює зовнішній контур. В цьому випадку забортна вода не стикається з гарячими деталями двигуна, а відводить теплоту через проміжний теплоносій — прісну воду внутрішнього контуру.

Теплота від масла, палива, наддувного повітря відводиться забортною водою. Введення замкнутого контуру прісної води дозволило вилучити корозію деталей двигуна, підвищити температурний режим в системі. Із контакту з морською водою вилучаються самі двигуни, але залишається досить розгалужена сіть трубопроводів морської води, охолоджувачі масла, прісної води, наддувного повітря, які піддаються інтенсивній корозії, і не один ремонт судна не обходиться без заміни чи поновлення тих чи інших ділянок трубопроводів забортної води.

Для виключення вказаного недоліку, підвищення надійності устаткування на судах почали застосовувати триконтурну (центральну) систему охолодження.

Центральна система охолодження характеризується наявністю тільки одного теплообмінника, який охолоджується забортною водою, і тим, що інші охолоджувачі, включаючи охолоджувач прісної води охолодження циліндрів двигуна, охолоджуються від системи прісної води низької температури.

Система включає три контури. Перший контур — забортної води, до якого входять насоси забортної води і центральний охолоджувач. Другий — низькотемпературний ($35 \dots 45^\circ\text{C}$), до якого входять насоси прісної води, охолоджу-

вачі масла, наддувного повітря, прісної води високотемпературного контуру. Третій — високотемпературний ($65 \dots 85^\circ\text{C}$), який забезпечує власне охолодження самого двигуна.

На рис. 3.19 показана схема одноконтурної системи охолодження.

Насос забортної води 2 через фільтр 1 приймає забортну воду і подає її в нагнітальну магістраль 4, прокачуючи через маслоохолоджувач 3. Після проходження через двигун підігріта вода по трубопроводу 5 зливається за борт.

В двоконтурній системі охолодження (рис. 3.20) насос прісної води 1 нагнітає воду в двигун через магістраль 3. Гаряча вода, що виходить з двигуна, по трубопроводу 4 спрямовується в охолоджувач прісної води 11 і після охолодження вертається в насос 1. Таким чином, система прісної води виходить замкнутою і вода в ній циркулює безперервно. До цього замкнутого кільця підключені труби 2 та 6, що виходять на розширювальну цистерну 5, в якій завжди повинна бути вода. Труба 2 підключається до всмоктувального патрубку насоса 1 і служить для поповнення води і для компенсації змінювання об'єму води в замкнутому контурі. При за-

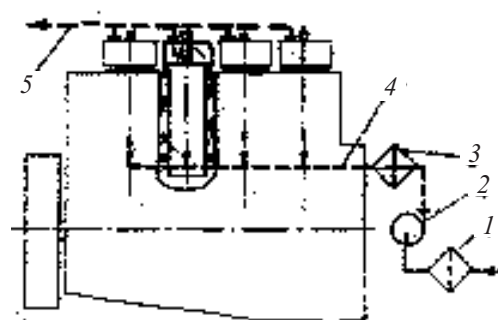


Рисунок 3.19. Схема проточної системи охолодження

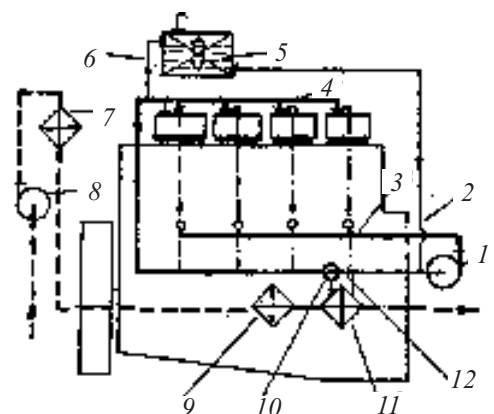


Рисунок 3.20. Схема замкнутої системи охолодження

пуску і прогріванні двигуна вода нагрівається, і частина її виходить в цистерну 5. Коли вода охолоне після зупинки двигуна, її об'єм зменшиться, і частина води із цистерни 5 поступає в циркуляційний контур. Трубка 6, що з'єднує верхню частину двигуна з цистерною 5, служить для видалення із системи водяної пари і повітря, тому її часто називають пароповітряною.

Забортна вода в зовнішньому контурі системи насосом заборотної води 8 подається на охолоджувачі наддувного повітря 7, масла 9, прісної води 11. На охолоджувачі 11 встановлено терморегулятор 10, який для підтримання температури робочої рідини в заданих межах змінює кількість заборотної води, що проходить через охолоджувач, за рахунок регулювання перерізу перепускної трубки 12.

На рис. 3.21 показана схема центральної (триконтурної) системи охолодження. Перший контур передбачає подачу заборотної води. До нього входять два насоси заборотної води 3 (один резервний)

та один центральний охолоджувач 5. За Правилами Регістру Судноплавства України цей контур повинен мати два кінгстони 2, бортовий та донний, розташовані в машинному відділенні та з'єднані між собою.

На суднах частіше встановлюють три кінгстона — два бортових і донний. Кінгстони встановлюють безпосередньо на кінгстонних ящиках 1, закритих зі сторони води запобіжними решітками.

Третій (високотемпературний) контур призначений для охолодження робочих циліндрів двигуна 11. Циркуляція води в ньому забезпечується двома насосами 12 (один резервний).

В другому (низькотемпературному) контурі встановлено два насоси прісної води 4 (один резервний), охолоджувач води високотемпературного контура 9, охолоджувач масла 8, охолоджувач наддувного повітря 10, розширювальна цистерна 7. Температура води в цьому контурі підтримується терморегулятором 6.

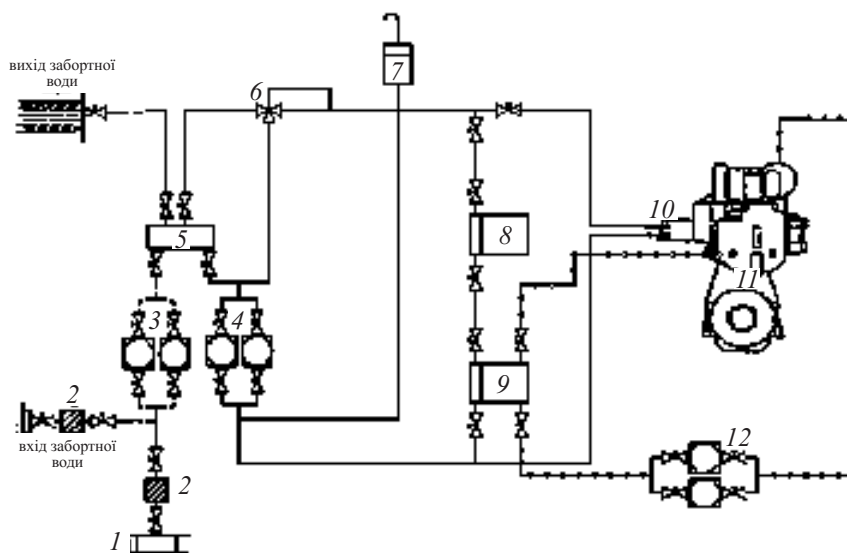


Рисунок 3.21. Схема центральної системи охолодження:

--- заборотна вода першого контуру; — прісна вода другого контуру;
 -○-○-○- прісна вода третього контуру

3.4 Система повітропостачання

Система повітропостачання призначена для подачі повітря, необхідного для згоряння палива та продувки циліндра, в означеній кількості із заданими параметрами.

В суднових ДВЗ повітря для згоряння палива звичайно подається із машинного відділення, куди воно надходить через світлий люк та із системи вентиляції. Турбокомпресори двигуна, розташовані в верхній частині, споряджені приймальними патрубками з фільтрами, які очищають повітря та знижують рівень шуму повітряного потоку.

В деяких установках передбачено автономний підвід повітря до двигуна (наприклад, на криголамах), щоб під час роботи двигуна не знижувалась температура повітря в машинному відділенні.

В морському повітрі завжди знаходяться аерозолі і частки морської води, які вміщують різні солі. Їх концентрація особливо велика біля поверхні води та у вітряну погоду при хвилюванні. Щоб запобігти попаданню в камеру згоряння солей морської води, повітроприймальне обладнання стараються розмішувати по можливості в верхній частині суднової надбудови і на вході в повітроприймальну шахту встановлюють спеціальні дво- або триступінчасті фільтри.

Система повітропостачання складається із компресорів, теплообмінників, ресиверів, повітропроводів, глушників шуму.

Компресори призначені для підвищення щільності повітря за рахунок стиснення та переміщення стиснутого повітря. В теплообмінниках щільність повітря змінюється за рахунок зміни його температури. Ресивер служить для рівномірного розподілу повітря за всіма циліндрами двигуна.

За числом ступенів стиску повітря системи можуть бути одноступінчастими, багатоступінчастими та без попереднього стиснення повітря. В одноступінчастій системі повітря, що поступає із навколишнього середовища, стискується одноразово в одноступінчастому компресорі. В багатоступінчастій системі повітря стискується декілька разів, переходячи із одного ступеня до наступного. В даний час число послідовно включених ступенів не перевищує двох, тобто системи являються двоступінчастими. В чотиритактних двигунах без наддуву компресори відсутні. Їх системи повітропостачання працюють без стиску повітря завдяки всмоктуючій дії поршнів двигуна. На рис. 3.22 показана схема двоступінчастої системи повітропостачання.

Компресор першого ступеня стиску 1 всмоктує повітря із навколишнього середовища, стискує його і подає повітропроводом 2 на проміжний охолоджувач 3. Стиснуте повітря поступає в компресор другого ступеня стиску 4, який ще раз його стискує і спрямовує через кінцевий охолоджувач 5 в ресивер 6, звідкіль по каналу 7 повітря поступає в циліндр двигуна.

Якщо в схемі відсутній охолоджувач 3, то будемо мати двоступінчасту систему з кінцевим охолодженням, а якщо відсутній охолоджувач 5, то — двоступінчасту

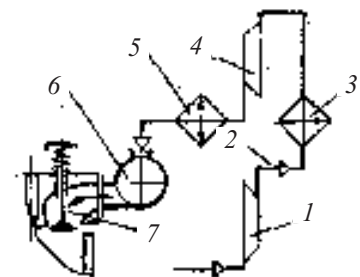


Рисунок 3.22. Схема двоступінчастої системи повітропостачання

систему з проміжним охолоджувачем. При відсутності компресора 1 і охолоджувача 3 система стане одноступінчастою з охолодженням наддувного повітря.

У випадку відсутності компресорів 1 та 4, охолоджувачів 3 та 5 система перетворюється в систему повітропостачання чотиритактного двигуна без наддуву.

3.5 Система газовідводу

Система газовідводу служить для відведення в атмосферу відпрацьованих в циліндрах двигуна газів. Система складається із випускних колекторів, утилізаційних газових турбін, глушників шуму, іскрогасників, утилізаційних парогенераторів, трубопроводів. Згідно Регістру Судноплавства України кожен двигун повинен мати окремий газовипускний трубопровід, який виводиться на палубу через загальний кожух — трубу.

За особливостями руху газів в колекторі системи газовипуску діляться на ізобарні, імпульсні, комбіновані з перетворювачами імпульсів. В ізобарних системах тиск газів в колекторі великого об'єму практично постійний, в імпульсних — змінний і залежить від числа циліндрів, із яких відводяться гази в один колектор. Для комбінованих систем характерний перемінний тиск газів в колекторі та вирівнювання його перед турбіною за допомогою перетворювачів імпульсів.

Схема імпульсної система газовідводу показана на рис. 3.23. Відпрацьовані в циліндрах двигуна 1 гази поступають в один із колекторів малого об'єму 2 (не більше трьох циліндрів в один колектор), потім в утилізаційну газову турбіну 3, яка віддає енергію компресору для наддуву двигуна. Із турбіни гази поступають в утилізаційний парогенератор 4, де тепла енергія газів перетворюється на енергію водяної пари. Далі гази попадають в глушник-іскрогасник 5 і, нарешті, в атмосферу.

Висока температура відпрацьованих газів, яка сягає на виході 400...450 °С у чотиритактних та 250...300 °С у двотактних двигунах, викликає сильний нагрів та розширення випускних трубопроводів.

Питоме розширення складає 1,5 мм на 1 м довжини при нагріванні трубопроводу на 100 °С. Для зняття виникаючих в системі напружень встановлюють компенсатори — сальникові, лінзові або гумометалеві. Найбільш часто в газопроводах застосовують лінзові компенсатори, що мають найбільшу рухомість.

Газовипускні труби закріплюють за допомогою жорстких опор та пружних підвісок. Місця розташування опор та підвісок визначають так, щоб маса трубопроводу передавалась на корпус судна, а не сприймалась двигуном. Наявність

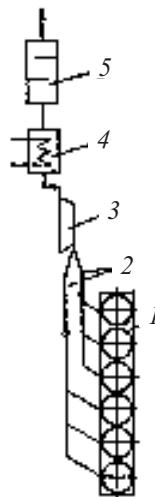


Рисунок 3.23. Схема системи газовідводу

пружинних підвісок забезпечує рухомість трубопроводу, а жорсткі кронштейни у двигуна та глушника сприймають масу газопроводу.

Теплова ізоляція повинна забезпечити температуру зовнішньої поверхні труб не вище 55 °С. Ізоляцію виконують із негорючих матеріалів, що мають малу теплопровідність.

Випускні гази мають велику швидкість — 40...50 м/с у чотиритактних та 25...30 м/с у двотактних двигунах. Для зменшення шуму випуску встановлюють глушники. За принципом дії вони можуть бути активними, з послідовним або паралельним включенням опору та реактивними. В глушниках активного типу енергія звуку перетворюється в теплову шляхом включення в газовипускний трубопровід активного опору. Опір створюється постановкою сіток, перфорованих листів, пористих термостійких матеріалів. При постановці такого глушника втрата потужності двигуна складає 0,2...1,5%, а зниження шуму — до 10 дБ (при паралельному включенні активного опору втрати потужності будуть меншими).

Реактивні глушники працюють за принципом акустичного фільтра. В їх конструкцію включено декілька послідовно з'єднаних камер, де відбувається розширення газів. Глушники активного

типу заглушають коливання високої частоти, а реактивні — низької.

Крім спеціальних глушників, функції глушіння шуму випуску виконують газова турбіна, утилізаційний парогенератор, а також іскрогасник. Гідравлічний опір глушника не повинен перевищувати 0,003 МПа для двотактних двигунів та 0,006 МПа — для чотиритактних двигунів з ГТН.

На судах, що перевозять легкозаймисті вантажі (наприклад, танкери) для зменшення викиду іскор з відпрацьованими газами встановлюють іскрогасники.

За конструкцією вони можуть бути мокрого та сухого типу. В іскрогасниках першого типу гасіння іскор досягається шляхом розбризкування води в потік відпрацьованих газів, а в іскрогасниках другого типу — закручений газовий потік відкидає іскри до стінок, де вони осідають та гаснуть.

При установці утилізаційних парогенераторів, в яких крім зниження температури газів забезпечується глушіння шуму та іскрогасіння, автономні глушники та іскрогасники не застосовуються.

Правила Регістру Судноплавства України вимагають, щоб при установці іскрогасників кількість вилітаючих із труби іскор не перевищувала 6...8 на хвилину.

3.6 Система пуску

Система пуску призначена для первинного розкручування колінчатого вала з метою приведення двигуна в дію.

Для того, щоб двигун міг працювати, треба забезпечити умови, необхідні для самозаймання палива, тобто створити в циліндрі означені тиск і температуру, а це можливо лише при досягненні швидкості руху поршня, яку прийнято називати

пусковою середньою швидкістю поршня $c_{\text{пуск}}$. Величина $c_{\text{пуск}}$ частіше дорівнює 1,0...1,5 м/с і відповідає частоті обертання колінчатого вала $n_{\text{пуск}}$, до якої треба його розігнати за рахунок стороннього джерела енергії.

Розкручування колінчатого вала двигуна можна здійснити двома методами: прикладанням до колінчатого вала

крутного моменту ззовні та створенням в циліндрі зусилля, яке призведе до руху КШМ.

Перший метод реалізується різними способами: запуск вручну; застосування спеціального електродвигуна — стартера; використання спеціального пускового ДВЗ; використання штатного електричного генератора в якості елемента двигуна для пуску дизель-генератора. Два перші способи звичайно застосовують для автотракторних двигунів. Останній спосіб характерний для тепловозів та інколи для суднових двигунів.

Створити в циліндрі зусилля для приведення в рух кривошипно-шатунного механізму можливо за рахунок розширення газу, поданого в стиснутому стані в циліндр у момент, що відповідає початку робочого ходу поршня. В якості пускового газу на судах переважної більшості використовується стиснуте повітря, тому далі розглядаються лише повітряні системи пуску.

Звичайно до складу системи входять поршневі електрокомпресори, масловодовіддільники, балони для зберігання повітря, трубопроводи, головний пусковий клапан, повітророзподільник, пускові клапани на циліндрах.

Згідно Регістру Судноплавства України повітря, необхідне для запуску головного двигуна, повинне зберігатись в двох балонах однакової ємкості. Тиск пускового повітря складає 2,5 ... 3,0 МПа. Запасів повітря на судні повинно бути достатньо для 12 послідовних пусків кожного реверсивного головного двигуна.

Для пуску нереверсивних головних двигунів запасу повітря повинно вистачити на 6 пусків двигуна найбільшої потужності, а при наявності двох двигунів — на пуск кожного двигуна. Для дизель-генераторів допускається використовувати один балон, ємкість якого

повинна бути такою, щоб забезпечити 6 послідовних пусків одного двигуна.

Розрізняють дві основні схеми повітряного пуску: з автоматичними пусковими клапанами та з пневматично керованими пусковими клапанами.

На рис. 3.24 приведена схема системи повітряного пуску з автоматичними клапанами.

Пусковий автоматичний клапан 1 встановлений на кришці циліндра і каналом з'єднаний з його робочим об'ємом.

При роботі двигуна пусковий клапан закритий, відкривається під дією стиснутого повітря, яке поступає до нього по трубі 2 від повітророзподільника 3. В свою чергу, до повітророзподільника 3 повітря поступає із балона 6, якщо головний пусковий клапан 4 відкритий.

Повітророзподільник 3 з'єднаний з усіма циліндрами і періодично відкриває доступ стиснутого повітря до пускового клапану того циліндра, поршень якого знаходиться в пусковому положенні. Клапан безпеки 5 не перешкоджає руху повітря із балона 6 до головного пускового клапана 4, але не допустить закидання газу із циліндра в балон в момент перших спалахів палива, так як є автоматично незворотнім.

На рис. 3.25 показана схема системи повітряного пуску з пневматично керованими клапанами. Принциповою від-

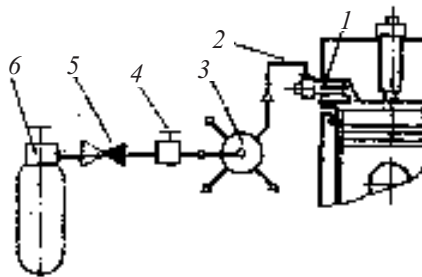


Рисунок 3.24. Система повітряного пуску з автоматичними клапанами

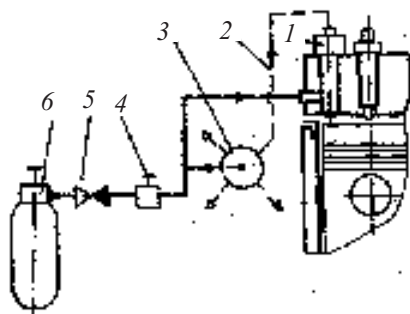


Рисунок 3.25. Схема системи повітряного пуску з пневматичними керованими клапанами:

— — пускове повітря;
 - - - - - повітря керування

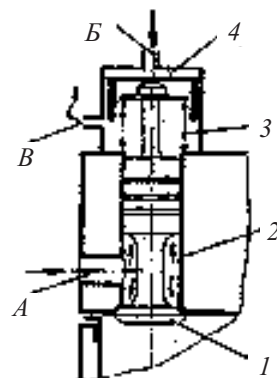


Рисунок 3.26. Схема пневматично-керованого пускового клапана

знакою цієї системи від попередньої є те, що до пускових клапанів 1 стиснуте повітря подається не по одній трубці, а по двом.

По трубці 2 до клапана 1 від повітророзподільника підводиться так зване повітря керування. Пускове повітря до клапана 1 подається безпосередньо із балона 6. Як видно із рис. 3.25, пускове повітря поступає до всіх клапанів 1 одночасно, але відкритим виявиться лише той пусковий клапан, до якого повітророзподільник 3 направить повітря керування. Таким чином, через нього проходить не все стиснуте повітря, а лише його частина, призначена для виконання функції керування пусковими клапанами.

Схема пневматично-керованого пускового клапана показана на рис. 3.26. Клапан 1 знаходиться в закритому положенні, тобто, незважаючи на підведення стиснутого повітря по каналу А, під дією пружини 3 перекриває вихідний отвір в корпусі 2.

Зусилля пружини буде подолане, коли на поршень 4 почне тиснути стиснуте повітря керування, яке поступає через канал В із магістралі від повітророзподільника. Клапан відкривається, і пускове повітря почне поступати в циліндр.

В відповідності з фазами пускового розподілу подача повітря до клапана припиниться і тиск в магістралі знизиться. Клапан 1 під дією пружини закриється. Канал В в корпусі 2 служить для видалення із корпусу стиснутого повітря, що пройшло через зазори.

Схема автоматичного пускового клапана приведена на рис. 3.27. Пружина 3 утримує клапан 1 в закритому стані при відсутності стиснутого повітря в порожнині А корпусу 2.

Як тільки в порожнину А почне поступати стиснуте повітря, тиск на тарілку клапана 1 подолає зусилля пружини 3 і клапан відкривається.

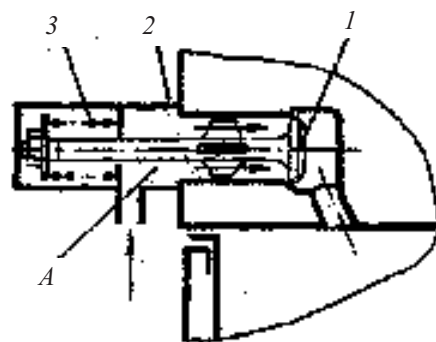


Рисунок 3.27. Схема автоматичного пускового клапана

3.7 Системи автоматичного регулювання, контролю та захисту

Система регулювання та контролю забезпечує підтримання заданого режиму роботи двигуна та значень окремих його параметрів в допустимих межах, а також показників, які характеризують режим та стан працюючого двигуна.

Устаткування для регулювання — різноманітні регулятори забезпечують без участі обслуговуючого персоналу підтримання частоти обертання колінчатого вала, температури води, масла та інших параметрів. Автоматично можуть виконуватись і інші операції, зокрема контроль стану двигуна та його складових частин.

Системи регулювання та контролю в залежності від обсягу автоматично виконуваних операцій класифікують за чотирма ступенями автоматизації.

На першому ступені автоматизації А1 повинен виконуватись наступний обсяг операцій:

- регулювання частоти обертання;
- регулювання температури, тиску в системах охолодження та мащення;
- регулювання напруження для дизель-генераторів;
- індикація значень контролюючих параметрів;
- автоматична аварійно-попереджувальна сигналізація та захист;
- місцеве та дистанційне керування пуском, зупинкою, передпусковими та післязупинковими операціями, а також частково обертанням та реверсуванням.

На другому ступені автоматизації А2 крім об'єму А1 повинно виконуватись дистанційне автоматизоване та (або) автоматичне керування пуском, зупинкою, реверсуванням, передпусковими та післязупинковими операціями, керування

частотою обертання, автоматичне підтримання двигуна в готовності до швидкого прийому навантаження, автоматичний прийом навантаження, автоматичне регулювання в'язкості важкого палива та автоматизоване керування переходом з одного виду палива на інше.

На двигунах за третім ступенем автоматизації А3, в доповнення до А1 та А2, виконуються автоматичне поповнення витратних ємкостей палива, масла, охолоджувальної води та стиснутого повітря, а також автоматичне чи автоматизоване керування допоміжними агрегатами.

Четверта ступінь автоматизації А4 доповнює попередні наступними операціями:

- централізоване керування двигунами за допомогою існуючих машин;
- централізований автоматичний контроль;
- автоматизоване або автоматичне діагностування стану двигуна в цілому чи його основних складових.

Час роботи двигуна без обслуговування в залежності від його автоматизації встановлюється наступний:

Ступінь автоматизації	A1	A2	A3	A4
Час роботи, годин, не менше	4	24	150	250

В даний час у системах управління та контролю використовуються електронні блоки. Застосування мікропроцесорів в таких блоках дозволяє значно знизити габарити системи регулювання та забезпечити виконання розрахунків, необхідних для оптимізації процесів регулювання та контролю.

В системі аварійно-попереджувальної сигналізації та захисту є дистанційний пульт управління, в якому для кожного двигуна повинні бути узагальнюючі світловий та аварійний попереджувальні сигнали, а також загальний звуковий сигнал, що контролює наступні параметри:

- мінімальний тиск масла в системі мащення після фільтра;
- максимальну температуру води замкнутого контуру на виході з двигуна;
- максимальну температуру в опорних підшипниках валопровода (тільки попереджувальна сигналізація);
- мінімальний рівень води в розширювальній цистерні (тільки попереджувальна сигналізація);
- мінімальний рівень палива у витратній цистерні;
- максимальну температуру в системі охолодження автономного компресора.

В машинному відділенні повинні бути світлова сигналізація лампами про кожен із цих параметрів та загальний звуковий сигнал. Захист повинен бути відключаємий (на посту управління в ходовій рубці є світловий сигнал «Захист відключено»). Для двигунів потужністю більше 220 кВт рекомендується встановлювати світловий сигнал про їх перевантаження за температурою випускних газів.

Устаткування захисту діють незалежно від систем сигналізації. Звичайна зупинка двигуна передбачена при досягненні

контролюючими параметрами аварійних значень, тобто в тому випадку, коли обслуговуючий персонал, незважаючи на попереджувальні сигнали, не прийняв необхідних заходів з усунення причин, які викликали попереджувальний сигнал.

Найбільш небезпечним є рознос двигуна, тому устаткування автоматичного захисту повинне спрацьовувати негайно після досягнення гранично допустимої частоти обертання. В більшості випадків для запобігання розносу передбачають припинення подачі повітря в циліндри або відключення паливоподачі.

В сучасних дизельних установках розповсюдження отримали переважно системи з використанням електричного устаткування. Будь-яка система сигналізації включає в себе групу первинних та групу вторинних приладів. До групи первинних приладів слід віднести (крім датчиків температури та тиску) контактні механізми типу мікрореле та тумблерів.

Групу вторинних приладів складають проміжне устаткування в вигляді електромагнітних реле, а також світлові та звукові сигнали, які призначені для привертання уваги обслуговуючого персоналу. Часто однієї світлової сигналізації недостатньо, аварійне світло може бути не помічене, тому необхідний ще й звуковий сигнал, який повинен мати значну гучність та різкість через підвищений рівень шуму при роботі судових ДВЗ.

3.8 Система електронного управління

Новим напрямком в удосконаленні судових двигунів внутрішнього згоряння, що дозволяє автоматизувати процеси управління та контролю за роботою двигунів, підвищити їх економічність і надійність, досягти більш чистого вихлопу, є переведення двигунів на електронне

управління. Сучасна система електронного управління, крім моніторингу параметрів основних систем двигуна, включає мікропроцесори з програмним забезпеченням, які здійснюють рішення широкого спектра задач з управління двигуном.

Цей мікропроцесор виконує наступні функції:

- електронного регулятора швидкості, що підтримує швидкісний та навантажувальні режими;
- управління подачею палива у відповідності із заданим режимом;
- фіксування та моніторингу основних параметрів двигуна та обслуговуючих його систем;
- здійснення аварійно-попереджувальної сигналізації при виході параметрів за межі допустимих значень та скидання обертів двигуна, або зупинки двигуна при значному перевищенні цих значень;
- фіксування в пам'яті процесора всіх порушень в роботі двигуна і в незалежності від строку давності видачі їх на екран підключеного до процесору комп'ютера;
- за допомогою комп'ютера та закладеної в нього програми за відомими кодами здійснювання діагностики двигуна.

Реалізація перерахованих функцій суттєво підвищує рівень контролю і так-

тичної експлуатації; подовжує ресурс двигуна.

Оптимізація механізмів подачі палива вирішується програмою, яка закладена в електронний блок і яка отримує сигнали від датчиків частоти обертання, навантаження (положення) паливної рукоятки, тиску наддуву, температури палива. У відповідності з величиною перерахованих сигналів програма обчислює оптимальні значення для даного режиму початку та кінця подачі палива та подає струм на соленоїди насос-форсунок.

На рис. 3.28 приведена схема електронної системи управління двигуном фірми Caterpillar, в якому використовуються насос-форсунки з механічним приводом від розподільного вала та з електронним управлінням подачею палива. Положення ВМТ та частота обертання визначається індуктивним датчиком від спеціальної шестерні, яка встановлена на колінчатому валу так, як передбачено схемою в морському виконанні, та у ній встановлено два мікропроцесора.

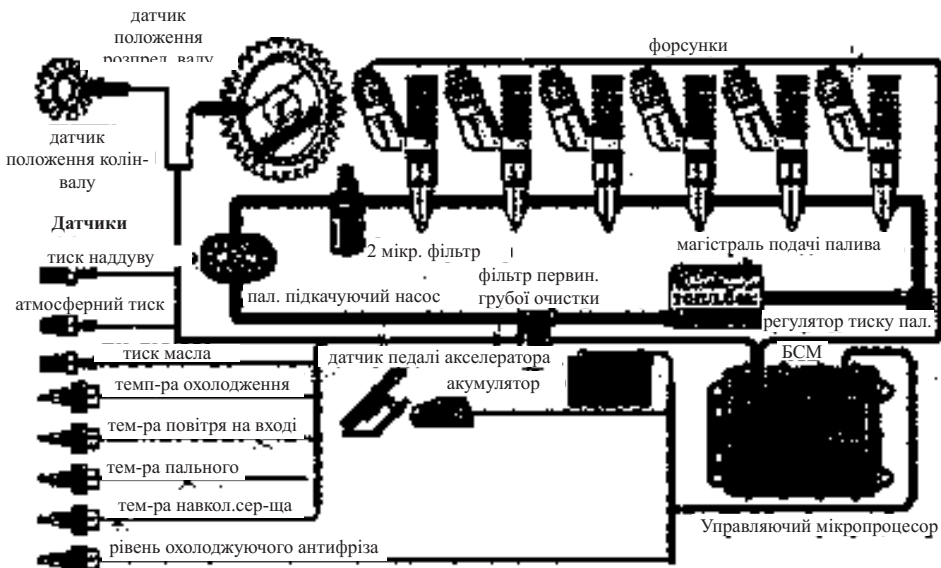


Рисунок 3.28. Схема системи електронного управління фірми «Катерпілер»

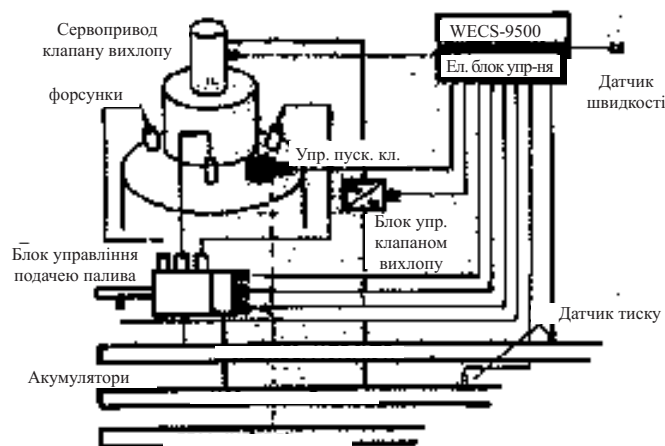


Рисунок 3.29. Схема системи управління двигуном фірми Wartsila

На рис. 3.29 наведена схема системи електронного управління двигунів фірми Wartsila. Управління системами паливоподачі, випускних та пускових клапанів відбувається електронним блоком управління, який отримує сигнали від великої кількості датчиків і в першу чергу — датчика положення колінчатого вала. Застосування акумуляторної системи паливоподачі виключило необхідність в сервоприводі ПНВТ за допомогою стиснутого до високих тисків масла, що в деякій мірі спростило систему. Для стиснення палива до 100 МПа використовуються ПНВТ золотникового типу, які давно показали свою високу надійність. Стиснуте до 100 МПа паливо поступає в акумулятор, який представляє із себе товстостінну трубу, що протягнута вздовж всього двигуна дещо нижче кришок циліндрів. Управління паливовидачі відбувається встановленим на кожному циліндрі блоком управління, який отримує командні сигнали від мікропроцесора WECS 9500. Під дією цих сигналів швидкодіючі керуючі клапани відкривають чи закривають доступ палива до стандартних форсунок. В функції блока входить управління фазою початку

подачі, кількістю впорскнутого палива та законом його подачі. Цікаво, що розподіл палива за кожною з трьох форсунок відбувається незалежно і робота кожної із них може бути запрограмована індивідуально або ідентично. З метою забезпечення стійких обертів на самому малому ході судна в системі управління передбачена можливість послідовного включення кожної з трьох форсунок в межах кожного циліндра або робота на двох чи навіть на одній форсунці. Це дало можливість стійкої роботи двигуна при частоті обертання 10...12 % від номіналу.

Слід також відмітити, що ця фірма першою застосувала акумуляторну систему паливоподачі при роботі на важкому паливі для виключення впливу важкого палива на розташовані в блоці управління швидкодіючі керуючі клапани в них використовуються сервопривод. Масло для цього під тиском 20 МПа поступає із акумулятора гідравлічного масла, яке одночасно використовується для гідроприводу випускних клапанів.

Управління фазами відкриття та закриття випускних клапанів відбувається мікропроцесором через індивідуальні блоки управління, що мають в своєму

складі швидкодіючі клапани, аналогічні тим, що використовуються для управління паливоподачею.

В системі також передбачені пускові клапани з електронним управлінням, до яких повітря надходить під тиском 3,0 МПа.

В цю систему включені також розробки на базі експертного аналізу системи контролю та технічного стану двигуна.

Все це дозволило автоматизувати процес управління двигуном та оптимізувати його роботу без втручання людини.

Завдання та запитання для самоконтролю

- 1. Привести класифікацію паливних систем високого тиску і ПНВТ.*
- 2. Пояснити будову ПНВТ клапанного та золотникового типу?*
- 3. Які переваги дає застосування насос-форсунок?*
- 4. В чому сутність лубрикаторної системи мащення?*
- 5. Обґрунтувати необхідність застосування центральної системи охолодження.*
- 6. Які вимоги Регістру Судноплавства України до систем пуску суднових ДВЗ?*
- 7. Назвати основні елементи системи газовідводу та пояснити їх призначення.*
- 8. Який об'єм операцій виконується в різних ступенях автоматизації?*
- 9. Які основні переваги електронного управління паливоподачею та газовипуском?*

СУЧАСНІ СУДНОВІ ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

4.1 Тенденції розвитку суднових двигунів та їх основних вузлів

Подальше форсування двигунів за робочим процесом невідворотно призведе до змін в суднових двигунах, що обов'язково треба врахувати при створенні перспективних двигунів. Деякі зміни вже почали втілюватись в сучасних двигунах.

Усі зміни, які будуть втілені в перспективних двигунах, в більший або меншій мірі будуть впливати на економічні показники двигунів. Однак, значне покращення економічних показників у близькій перспективі не слід очікувати.

Після різкого покращення економічних показників, яке мало місце останні десять-п'ятнадцять років на 15...25 відсотків, наступні 5...10 років зменшення питомої витрати палива не буде більшим, ніж на 5...7 відсотків.

У зв'язку з цим слід признати, що основні зміни у перспективних двигунах будуть визначатися суттєвим зростанням форсування двигунів за робочим процесом, вимогами до екологічних показників та удосконалення конструкції.

Покажемо, що уже зроблено і що очікується у перспективі за основними типами суднових ДВЗ.

Зміни у деталях остова МОД

Принципово конструктивна схема МОД взагалі лишається класичною, за такими винятками.

– Намічена тенденція використання *восьми анкерних пов'язів* замість чотирьох на кожний циліндр (рис. 4.1). Це гарантує надійність прилягання деталей остова (рама, блок циліндрів, картер) при роботі двигуна. При цьому значно зменшуються напруження в окремих частинах рами.

– Використання *напіввиносних втулок* циліндрів. Якщо втулка виступає за межі блока циліндрів (рис. 4.2), то значно зменшується поверхня тепловідводу. Крім цього, в деяких двигунах у верхній частині втулки, яка має більшу товщину, виконують внутрішні канали для проходу охолоджуючої рідини. Таке конструктивне рішення зменшує теплові втрати через втулку, чим підвищується індикаторний ККД двигуна.

– *Кришка циліндрів* має канали для охолоджуючої води, які теж наближені до вогневої поверхні. Це зменшує термічні напруження кришки (рис. 4.3).

– Блок циліндрів принципово зберігає конструктивну схему, за винятком того, що висота блока буде зменшена за рахунок використання «напіввиносних» втулок (рис. 4.2).

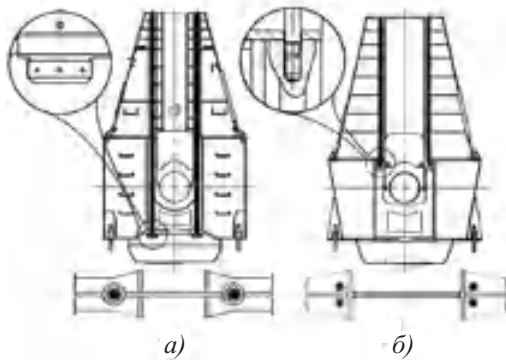


Рисунок 4.1. Види анкерних пов'язів, які застосовуються у судових ДВЗ:

а — довгі анкерні пов'язі; б — короткі парні анкерні пов'язі

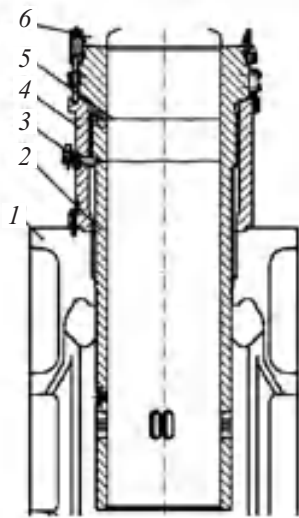


Рисунок 4.2. Особливості конструкції та установка проставлення між блоком циліндра і втулкою двигунів серії RTA фірми Wartsila:

1 — рубашка циліндра; 2 — втулка циліндра; 3 — штуцер підводу масла; 4 — проставлення; 5 — канавки для розподілу масла; 6 — кришка циліндра

Зміни в конструкції деталей КШМ

– Поршень МОД крейцкопфного двигуна є найбільш вразливою деталлю КШМ в умовах зростаючого механічного та термічного навантаження. Для забезпечення необхідної механічної та термічної міцності слід повестися таким чином:

1) визначити максимально можливу товщину днища, при якій виникають допустимі термічні напруження;

2) після цього слід прийняти міри із забезпечення механічної міцності днища (рис. 4.4);

3) для зменшення механічних напружень треба опору днища робити не на периферії поршня, а ввести додаткову кільцеву опору ближче до центру циліндра (рис. 4.5), або ввести спеціальні ребра, які значно збільшать механічну міцність днища. Ці ребра одночасно використовуються для покращення охолодження поршня.

– Компресійні кільця повинні виконувати одну з основних функцій — герметичність робочого циліндра. Крім цього,

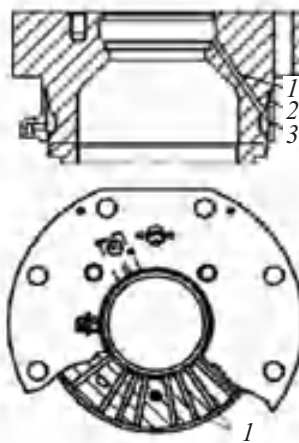


Рисунок 4.3. Особливості конструкції кришки циліндрів судового двигуна:

1 — свердловина для охолодження вогневого днища; 2 — кільце водяного колектора; 3 — водяний колектор

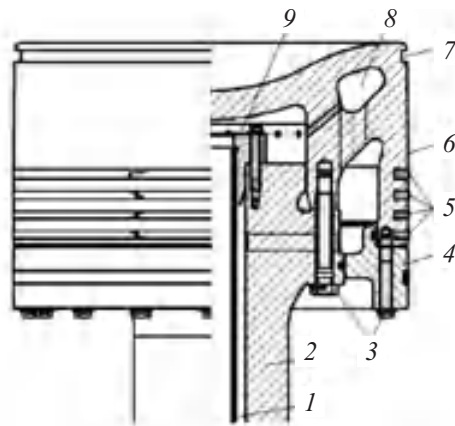


Рисунок 4.4. Поршень зі штоком суднових двигунів серій K, L, S фірми MAN:

1 — зливна труба; 2 — шток поршня; 3 — кріпильні елементи; 4 — юбка поршня; 5 — кепи з поршковими кільцями; 6 — головка поршня; 7 — тепловий бар'єр; 8 — порожнина охолодження; 9 — фланець труби охолодження

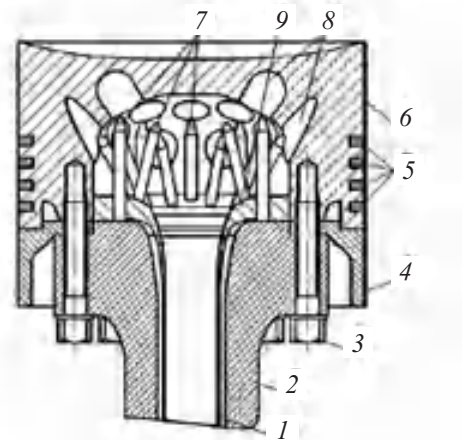


Рисунок 4.5. Поршень двигуна UEC 50 LSE фірми Mitsubishi:

1 — зливна труба; 2 — шток поршня; 3 — кріпильні елементи; 4 — юбка поршня; 5 — кепи з поршковими кільцями; 6 — головка поршня; 7 — охолоджуючі сопла; 8 — порожнина охолодження; 9 — фланець труби охолодження

ці кільця виконують функцію відводу теплоти до втулок циліндра. З урахуванням цього кількість кілець не повинна перевищувати трьох. В останній час ведуться дослідження компресійних кілець, у яких зовнішня поверхня не є циліндричною, має спеціальний профіль, при якому утворюється масляний клин, що збільшує ймовірність рідинного тертя (рис. 4.6).

— Шток принципово на буде змінюватись; кріплення штока до поршня та до поперечини крейцкопфа проводиться за допомогою фланців.

— Крейцкопф у сучасних двигунах являє собою дуже жорстку коробчасту конструкцію, яка поєднує шток із шатуном, а також виконує роль повзунів. Повзуни самовстановлюються по відношенню до опорних поверхонь напрямних картера (рис. 4.7).

— Шатун у сучасних крейцкопфних МОД не має виделкової форми верхньої

головки, що слід вважати за позитивний фактор у сенсі зменшення тиску на головний підшипник та виключення деформації опорної поверхні верхньої головки. У перспективі нема потреби змінювати таку конструкцію.

— Колінчатий вал МОД є дуже напруженою деталлю, а у перспективі ця напруженість значно збільшиться. Єдиний

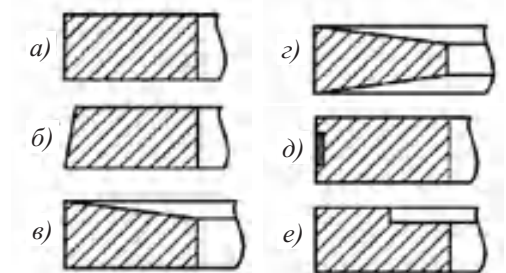


Рисунок 4.6. Перспективні конструкції компресійних кілець:

a — прямокутне; б — трапецевидне; в, г — конусні; д — прямокутне з композитною вставкою; е — прямокутне, що скручується

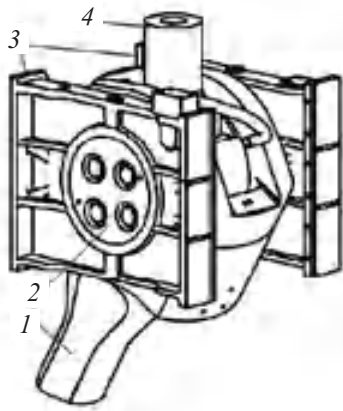


Рисунок 4.7. Крейцкопф та його елементи:
1 — шатун; 2 — повзун; 3 — поперечина;
4 — шток поршня

шлях зменшення напруженості його елементів є зменшення відстані між циліндрами, що потребує зменшення діаметра циліндра. Останнє співпадає з вимогами за іншими умовами, наприклад, при переході на довгоходові двигуни.

— *Вкладиші колінчатого вала*, а також головного підшипника повинні бути тонкостінними, тобто у яких відношення товщини вкладиша до діаметра підшипника складає $0,2 \dots 0,3$. Це забезпечує значне підвищення ресурсу роботи підшипників за рахунок більш щільного прилягання вкладишів до корпусу підшипника.

Зміни у деталях остова суднових СОД

— *Остов* перспективних СОД має блок циліндрів та картер у вигляді єдиної конструкції. Перевагу слід віддавати безрамним двигунам, коли укладка колінчатого вала проводиться в корінні підшипники, які розташовані у картері двигуна (схема підвісного колінчатого вала).

— *Втулка циліндрів* є напіввиносною (за аналогією з МОД). Виносна частина втулки має більшу товщину, що дає можливість підвести охолоджуючу рідину до внутрішньої поверхні циліндра. Цим

вирішується питання термічного напруження втулки, а більша товщина верхньої частини втулки вирішує питання механічної міцності.

— *Кришка циліндра* має подвійне дно (рис. 4.8). Вогневе днище і друге дно поділені порожниною охолодження. Таким чином, у даному випадку кожне днище виконує свої функції — вогневе днище сприймає термічне напруження, а друге дно сприймає механічні, підсилюючи вогневе днище за рахунок спеціальних ребер.

Зміни у деталях КШМ суднових СОД

— *Поршень СОД* при значному форсуванні двигунів за робочим процесом потребує таких же змін, як і поршень МОД. Товщина днища поршня повинна бути максимально можливою при допустимих термічних напруженнях. Для зменшення механічних напружень кільцеву опору днища слід перенести в напрямку цен-

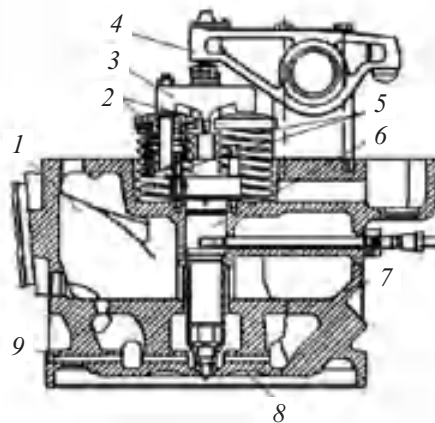


Рисунок 4.8. Приклад конструктивного рішення верхньої частини циліндра СОД:
1 — випускний патрубок; 2 — клапан газорозподілу; 3 — траверси приводу клапанів; 4 — коромисло приводу клапанів; 5 — пружини клапанів; 6 — форсунка; 7 — силове днище; 8 — вогневе днище; 9 — свердління для охолодження вогневого днища

тра циліндра (рис. 4.9). Для зменшення термічних напружень бажано підвищити температуру охолоджуючого масла до 75...80°C. Кількість компресійних кілець слід зберегти близько до трьох. Для потужних СОД слід перейти на лубрикаційну схему змащення циліндра.

– Шатун форсованих СОД потребує значних змін. При подальшому форсуванні робочого процесу СОД, а також при тенденції збільшення відношення хода поршня до діаметру циліндра (якщо воно буде реалізовано за рахунок зменшення діаметру циліндра) демонтаж поршня разом із шатуном практично виключено. У такому разі шатун обов'язково повинен мати можливість від'єднання від поршня. Один з можливих варіантів показано на рис. 4.10.

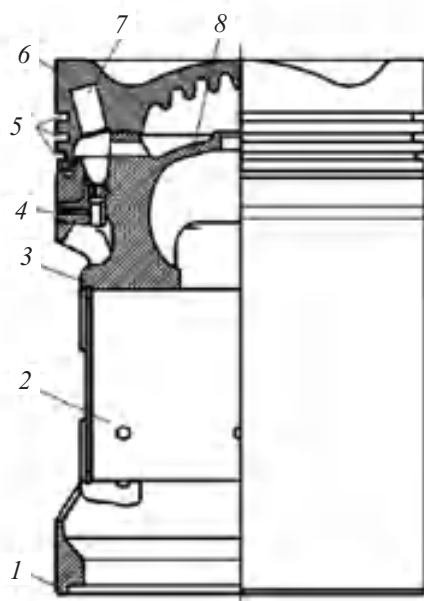


Рисунок 4.9. Поршень двигуна 46 серії фірми Wartsila:

1 — тронк; 2 — поршневий палець; 3 — бо-
бишки; 4 — канал підводу масла на втулку
циліндра; 5 — канавки для поршневих кі-
лець; 6 — головка поршня; 7 — порожнина
охолодження; 8 — тепловий екран

– *Вкладні* мотилевих та головних підшипників, як і для МОД, мають бути тонкостінними.

– *Колінчаті вали* перспективних суднових СОД працюють при значних механічних напруженнях. Можливості зменшення напруження вкрай обмежені, особливо за рахунок зменшення відстані між циліндрами. Неможливою є й спроба введення перекриття шийок, тому що при тенденції створення СОД зі збільшенням відношення S/D перекриття неможливо. Залишається один шлях — збільшення діаметрів шийок колінчатого вала, а це потребує від'ємної конструкції мотилевої головки шатуна. Крім цього, при збільшенні S/D виникають проблеми подачі масла від корінних шийок до шатунних, використовуючи перехресні отвори.

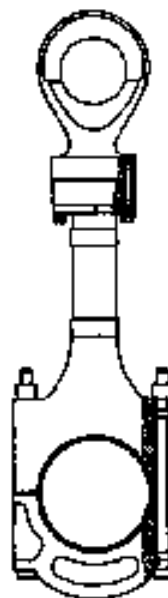


Рисунок 4.10. Схема шатуна для можливо-
го роз'єднання шатуна і поршня

Вимоги до систем, які обслуговують роботу двигунів

– Системи очищення та наповнення циліндра для двотактних двигунів виключно будуть виконуватись за схемою «прямоточно-клапанна продувка».

– Система керування роботою клапанів для чотиритактних і двотактних двигунів поступово буде переведена на гідро-пневматичне керування.

Механізм газорозподілу МОД і СОД потребує докорінної зміни у частині роботи клапанів. Накопичений досвід експлуатації гідропневматичного керування роботою клапана на МОД одностаночно ставить питання повної заміни механічного привода і МОД, і СОД на гідропневматичний.

– Система наддуву. Буде віддаватись перевага виконанню системи за схемою ізобарного наддуву. За рахунок використання більш ефективних ізобарних турбонагнітачів підвищується загальний ККД двигуна.

– Система паливоподачі. У майбутньому ці системи зазнають значних змін. Це пов'язано з переходом на нові принципи подачі палива у циліндр. Основи таких змін вже закладені в сучасних МОД:

- фірма MAN зберігає наявність паливних насосів високого тиску (ПНВТ), змінивши тільки механічний привід насосів на гідравлічний за допомогою масла, яке поступає до ПНВТ зі спеціальних акумуляторів;

- фірма Wartsila відмовилась зовсім від ПНВТ, а для подачі палива до форсунок використовується паливо, яке міститься в спеціальних паливних акумуляторах високого тиску.

Принцип впорскування палива фірми Wartsila є більш простим, а тому для перспективних двигунів більш привабливим.

І перший, і другий принцип подачі палива покращують економічні показники двигунів, особливо на часткових режимах роботи двигунів. Це пояснюється тим, що при акумуляторних системах виключаються «мляве» розпилювання палива на початку та наприкінці подачі. Це значить, що якість розпилювання буде практично однаковою на протязі усього впорскування.

За аналогією з цим використання масляних акумуляторів для відкриття клапанів дає можливість відмовитись від розподільчатого валу.

– Системи змащення двигунів значних змін не передбачають. Для МОД слід очікувати скорочення кількості окремих контурів змащення (для розподільчатого валу, турбонагнітача та інше), а для СОД — можливий подальший перехід на лубрикаторні схеми змащення циліндрів.

– Системи охолодження. Найбільш очікувана зміна для судових ДВЗ відноситься до збільшення контурів охолодження (низькотемпературний, високотемпературний та інше); одночасно слід рекомендувати введення централізованої схеми охолодження.

– Системи пуску двигунів принципово зберігатимуть відому схему, за виключенням поширення пневмостартерів для деяких типів судових ДВЗ, де це є виправданим.

Зміни деяких кінематичних та індикаторних показників

– Зміни величини відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна ($\lambda_{ш}$) може бути такими:

- для крейцкопфних двигунів слід збільшувати $\lambda_{ш}$ до 0,5 ... 0,6 з метою зниження висоти двигуна (особливо це стосується двигунів зі збільшеним S/D). Це пройде без чутливого зменшення механічного ККД;

• для тронкових двигунів слід, по можливості, зменшити $\lambda_{ш}$ до значень 0,2...0,22, що сприяє підвищенню механічного ККД двигуна. При цьому слід мати на увазі, що це приведе до зростання висоти двигуна.

– У зв'язку з суттєвим впровадженням на флоті двигунів зі збільшеним ходом поршня слід очікувати деякого зменшення діаметра циліндра, що позначиться на економії паливно-мастильних матеріалів.

– У перспективі слід очікувати подальшого підвищення відношення ходу поршня до діаметра циліндра (S/D). Підвищення цього відношення для головних МОД має подвійний позитив:

• при збереженні величини середньої швидкості поршня ($c_m = \text{const}$) можна зменшити частоту обертів гвинта, що підвищує ККД гвинта, і як наслідок, — зростання ефективності СЕУ;

• одночасно у зв'язку зі зростанням S/D є можливість вийти на оптимальне відношення F_{ox}/V_z (F_{ox} — величина поверхні охолодження, яка формує V_z — об'єм робочого тіла в точці z). Оптимальним це відношення буде при його мінімальній величині (що забезпечує мінімальні теплові втрати через поверхню в період найбільшого виділення теплоти, а це впливає на підвищення індикаторного ККД двигуна). В роботах, які проводились на кафедрі СМЕ, показано, що граничну величину S/D можна передбачити ще на стадії ескізного проектування.

– Підвищення ступені стиску для МОД можна очікувати до 15...18 МПа. Це може збільшити ефективний ККД в межах

зростання термічного ККД. Однак, це можливо при одночасному зменшенні тиску в підшипниках КШМ, що потребує збільшення діаметрів шийок колінчатого вала. Інакше за рахунок високого тиску на шийки колінчатого вала може зменшитись механічний ККД двигуна, що зведе нанівець зростання ефективного ККД.

– Збільшення коефіцієнту надлишку повітря при згорянні палива може досягти 2,5 ... 2,7. При певних параметрах індикаторного процесу це дає можливість вийти на оптимальний індикаторний ККД.

– Зростання тиску наддувного повітря виключно пов'язано з потужністю двигуна. У найближчі роки слід очікувати зростання тиску наддувного повітря до 0,5 МПа.

– У зв'язку з появою двигунів потужністю більше, ніж 100 000 кВт, при одночасному зростанні тиску наддувного повітря енергія випускних газів зростає до таких величин, що значно перевищує потреби для роботи компресорів. У такому разі виникає потреба утилізації надлишкової енергії газів в додаткових утилізаційних пристроях. Попередні розрахунки показали, що ця надлишкова енергія газів може бути вироблена в утилізаційних силових газових та парових турбінах або в утилізаційних турбогенераторах.

Завершуючи питання про перспективи двигунів, слід додати, що по мірі поступового впровадження електроніки у процесі керування двигуном судновий двигун наближується до «інтелектуального», який буде мати покращені показники у частині екологічності, економічності, надійності роботи та інше.

4.2 Основні параметри сучасних суднових двигунів

В якості головних двигунів на транспортних судах у більшості використовуються МОД, які виробляються в основному трьома відомими фірмами (MAN

B&W, Wartsila Corporation, Mitsubishi Industries Ltd).

Основні параметри МОД цих фірм наведені в табл. 4.1, 4.2, 4.3.

Фірма MAN B&W Diesel Group (табл. 4.1) виробляє найбільшу кількість двигунів. В таблицях наведені дані з питомої ефективної витрати палива для умовного палива ($Q_H = 42700$ кДж/кг). На

випадок, коли виникає потреба у розрахунках, наведені наступні дані для деяких двигунів: ступінь стиснення ϵ , питома маса деталей, які поступально рухаються (m_s), параметр КШМ ($\lambda_{ш} = R/L$).

Таблиця 4.1. Основні дані щодо сучасних двотактних МОД фірми MAN B&W Diesel Group

№ п/п	Марка двигуна	Діаметр циліндра D , мм	Хід поршня S , мм	Циліндрова потужність двигуна $N_{\text{цл}}$, кВт	Частота обертання колінчатого валу n , хв. ⁻¹	Питома ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт·год)	Ступінь стиснення (дійсна) ϵ_d	Параметр КШМ $\lambda_{ш}$	Питома маса деталей КШМ, що рухаються поступально, m_s , кг/м ²
1.	S26MC6-TII	260	980	400	250	0,181	14,8	0,42	11200
2.	L35MC6-TII	350	1050	650	210	0,179	14,8	0,41	13400
3.	S40ME-B9-TII	400	1770	1135	146	0,175	14,8	0,50	13500
4.	S42MC7-TII	420	1764	1080	136	0,179	14,8	0,50	13000
5.	S46ME-B8-TII	460	1932	1380	129	0,173	14,5	0,50	13000
6.	S50ME-B9-TII	500	2214	1780	117	0,170	14,5	0,50	13200
7.	L60ME-C7-TII	600	2022	2230	123	0,172	14,5	0,43	15567
8.	S60MC6-TII	600	2292	2040	105	0,175	14,5	0,46	16200
9.	S60ME-C8-TII	600	2400	2380	105	0,171	14,5	0,50	16500
10.	G60ME-C9	600	2790	2680	97	0,168	14,5	0,50	16600
11.	S65ME-C8-TII	650	2730	2870	95	0,171	14,5	0,49	16200
12.	L70ME-C8-TII	700	2360	3270	108	0,172	14,5	0,44	17200
13.	S70MC6-TII	700	2674	2810	91	0,175	14,5	0,46	17700
14.	S70ME-C7-TII	700	2800	3110	91	0,171	14,5	0,50	18300
15.	G70ME-C9	700	3256	3640	83	0,168	14,5	0,50	18300
16.	K80ME-C6-TII	800	2300	3610	104	0,174	14,5	0,50	20160
17.	S80MC6-TII	800	3056	3640	79	0,174	14,5	0,42	20160
18.	S80ME-C8-TII	800	3200	4180	78	0,170	14,5	0,42	20100
19.	S80ME-C9-TII	800	3450	4510	78	0,170	14,5	0,42	20100
20.	G80ME-C9-TII	800	3720	4450	68	0,167	14,5	0,50	20250
21.	K90MC-C6-TII	900	2300	4570	104	0,177	14,5	0,50	21500
22.	K90ME-C6-TII	900	2300	4570	104	0,174	14,5	0,50	21500
23.	K90ME9-TII	900	2870	5720	94	0,174	14,5	0,50	21500
24.	S90ME-C8-TII	900	3188	5270	78	0,170	14,5	0,50	21500
25.	S90ME-C9-TII	900	3260	5810	84	0,167	14,5	0,48	21500
26.	K98MC6-TII	980	2660	5720	94	0,177	14,5	0,42	24580
27.	K98ME-C7-TII	980	2400	6020	104	0,174	14,5	0,42	24581
28.	K108ME-C-TII	1080	2660	6950	94	0,171	14,5	0,42	26100

Фірма Wartsila Corporation виробляє МОД (табл. 4.2), які базуються на базі відомих двигунів фірми Sulzer. Кількість марок двигунів фірми Wartsila Corporation значно менша, ніж МОД, які виробляє фірма MAN B&W.

Таблиця 4.2. Основні дані щодо сучасних МОД фірми Wartsila Corporation

№ п/п	Марка двигуна	Діаметр циліндра D , мм	Хід поршня S , мм	Циліндрова потужність двигуна $N_{\text{цп}}$, кВт	Частота обертання колінчатого валу n , хв^{-1}	Питома ефективна витрата палива $g_{\text{еф}}$, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	Ступінь стиснення (дійсна) $\varepsilon_{\text{д}}$	Параметр КПМ $\lambda_{\text{цп}}$	Питома маса деталей КПМ, що рухаються поступально, $m_{\text{з}}$, $\text{кг}/\text{м}^2$
1.	RT-flex 35	350	1550	870	142	0,176	14,8	0,50	12750
2.	RT-flex 40	400	1770	1135	146	0,175	14,8	0,50	13000
3.	RT-flex 48T (D)	480	2000	1455	127	0,170	14,5	0,50	13200
4.	RT-flex 50 (D)	500	2050	1745	124	0,170	14,5	0,50	13200
5.	RT-flex 58T (E)	580	2416	2350	105	0,169	14,5	0,50	16500
6.	RT-flex 60C (B)	600	2250	2420	114	0,171	14,5	0,50	16700
7.	Wartsila X62	620	2858	2660	103	0,168	14,5	0,52	17000
8.	RT-flex 68 (D)	680	2720	3130	95	0,170	14,5	0,50	18500
9.	Wartsila X72	720	3086	3610	89	0,168	14,5	0,54	19200
10.	RT-flex 82C	820	2646	4520	102	0,173	14,5	0,46	20100
11.	RT-flex 82T (B)	820	3375	4750	84	0,168	14,5	0,50	20100
12.	RT-flex 84T (D)	840	3150	4200	76	0,171	14,5	0,48	21250
13.	RT-flex 96C (B)	960	2250	5720	102	0,172	14,5	0,42	23000

В табл. 4.3 приведені дані щодо МОД, які виробляє компанія Mitsubishi Industries Ltd. Двигуни цієї фірми характерні тим, що при створенні двигунів значна увага приділяється питанням покращення екологічних показників (іноді за рахунок економічних показників).

Велику частину в загальній кількості головних та допоміжних двигунів складають СОД фірми Wartsila Corporation. В табл. 4.4 наведені дані щодо найбільш відомих суднових СОД. Перші шість ма-

рок двигунів частіше використовуються на судах у якості допоміжних, останні чотири частіше є головними двигунами.

Фірма Wartsila Corporation вважається передовою у частині випуску сучасних чотиритактних двигунів. Всі двигуни цієї фірми орієнтовані на зменшення шкідливих викидів у складі випускних газів.

Друге місце у виробництві СОД займає фірма MAN B&W Diesel Group. Основні дані щодо двигунів цієї фірми наведені у табл. 4.5.

Таблиця 4.3. Основні дані щодо сучасних МОД фірми Mitsubishi Industries Ltd

№ п/п	Марка двигуна	Діаметр циліндра D , мм	Хід поршня S , мм	Циліндрова потужність двигуна $N_{\text{цл}}$, кВт	Частота обертання колінчатого валу n , хв. ⁻¹	Питома ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт·год)	Ступінь стиснення (дійсна) ε_d	Параметр КШМ $\lambda_{\text{ш}}$	Питома маса деталей КШМ, що рухаються поступально, m_s , кг/м ²
1.	UEC33LSII-Eco	330	1050	570	215	179	14,8	0,40	13400
2.	UEC35LSE-B1	350	1550	870	167	177	14,8	0,40	13500
3.	UEC37LA	370	3700	520	210	175	14,8	0,40	13600
4.	UEC37LSII-Eco	370	1290	810	186	177	14,8	0,40	13600
5.	UEC40LSE-Eco-B1	400	1770	1135	146	174	14,7	0,45	13700
6.	UEC43LSII-Eco	430	1500	1050	160	175	14,7	0,45	13700
7.	UEC45LA	450	1350	890	158	170	14,6	0,45	13700
8.	UEC45LSE-Eco-1	450	1840	1245	130	172	14,6	0,45	13700
9.	UEC50LSE-Eco-A1	500	2050	1660	124	170	14,6	0,50	13850
10.	UEC50LSII	500	1950	1445	127	171	14,6	0,50	13850
11.	UEC52LA	520	1600	1180	133	167	14,6	0,50	14000
12.	UEC52LS	520	1850	1330	120	167	14,6	0,50	14000
13.	UEC52LSE-Eco-1	520	2000	1705	127	170	14,6	0,50	14000
14.	UEC60LA	600	1900	1550	110	166	14,6	0,45	14500
15.	UEC60LS	600	2200	1770	100	166	14,6	0,45	14500
16.	UEC60LSE-Eco-1	600	2400	2255	105	168	14,6	0,45	14500
17.	UEC60LSII-Eco	600	2300	2045	105	167	14,6	0,45	14500
18.	UEC68LSE-Eco-1	680	2690	2940	95	167	14,6	0,50	15500
19.	UEC75LSII	750	2800	2940	84	165	14,5	0,50	19200
20.	UEC80LSE-Eco-B1	800	3150	4440	80	166	14,5	0,50	19200
21.	UEC85LSII	850	3150	3860	76	170	14,5	0,50	20500

Таблиця 4.4. Основні дані щодо сучасних СОД фірми Wartsila Corporation

№ п/п	Марка двигуна	Діаметр циліндра D , мм	Хід поршня S , мм	Циліндрова потужність двигуна $N_{\text{дв}}$, кВт	Частота обертання колінчатого валу n , хв^{-1}	Питома ефективна витрата палива g_e , $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	Ступінь стиснення (дійсна) ε_d	Параметр КШМ $\lambda_{\text{ш}}$	Питома маса деталей КШМ, що рухаються поступально, m_s , $\text{кг}/\text{м}^2$
1	Wartsila 20/28	200	280	200	1000	0,185	15,0	0,21	900
2	Wartsila 20/28DF	200	280	176	1200	0,199	15,0	0,21	950
3	Wartsila V26/32	260	320	340	1000	0,185	15,0	0,22	1100
4	Wartsila L32/40	320	400	500	750	0,176	14,5	0,22	1200
5	Wartsila V34/40DF	340	400	450	750	0,18	14,0	0,22	1520
6	Wartsila L38/47,5	380	475	725	750	0,176	14,5	0,24	1300
7	Wartsila V46/58	460	580	1050	500	0,173	14,5	0,24	1400
8	Wartsila L46/58F	460	580	1200	600	0,170	14,5	0,24	1450
9	Wartsila V50/58DF	500	580	950	500	0,17	14,5	0,23	1500
10	Wartsila L64/90	640	900	2150	327,3	0,164	14,5	0,24	16200

Таблиця 4.5. Основні дані щодо сучасних СОД фірми MAN B&W Diesel Group

№ п/п	Марка двигуна	Діаметр циліндра D , мм	Хід поршня S , мм	Циліндрова потужність двигуна $N_{\text{дв}}$, кВт	Частота обертання колінчатого валу n , хв^{-1}	Питома ефективна витрата палива g_e , $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	Ступінь стиснення (дійсна) ε_d	Параметр КШМ $\lambda_{\text{ш}}$	Питома маса деталей КШМ, що рухаються поступально, m_s , $\text{кг}/\text{м}^2$
1	L21/31	210	310	215	1000	0,195	15,0	0,250	1000
2	L27/38MGO	270	380	365	800	0,190	15,0	0,250	1067
3	V28/33D STC «Ferry»	280	330	455	1000	0,190	14,5	0,250	1100
4	V32/40	320	400	500	750	0,185	14,7	0,245	1250
5	V32/44CR	320	440	560	750	0,178	14,5	0,246	1250
6	S.E.M.T. Pielstick PC2.6 B	400	460	750	600	0,175	14,5	0,24	1300
7	V48/60CR	480	600	1200	514	0,177	14,0	0,240	1400
8	L51/60DF	510	600	1000	514	0,184	14,0	0,241	1400
9	L58/64	580	640	1400	428	0,185	14,0	0,240	1540

У табл. 4.6 наведені дані щодо двигунів фірми МАК.

Деякі фірми виробляють двигуни різного призначення, у тому числі й для суден. Наприклад, фірма Caterpillar. Одним

із судових двигунів цієї фірми є двигун Cat 3600.

В табл. 4.7 наведені основні технічні дані деяких судових двигунів, які виробляються в Росії та Україні.

Таблиця 4.6. Основні дані щодо сучасних судових СОД фірми МАК

№ п/п	Марка двигуна	Діаметр циліндра D , мм	Хід поршня S , мм	Циліндрова потужність двигуна $N_{\text{цв}}$, кВт	Частота обертання колінчатого валу n , хв. ⁻¹	Питома ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт·год)	Ступінь стиснення (дійсна) ε_d	Параметр КШМ $\lambda_{\text{ш}}$	Питома маса деталей КШМ, що рухаються поступально, m_s , кг/м ²
1	МАК М 20 С	200	300	190	1000	0,190	15,1	0,24	1250
2	МАК М 25 С	255	400	333	750	0,184	15,1	0,24	1350
3	МАК LM 32 С	320	480	500	600	0,179	15,0	0,24	1370
4	МАК М 43 С	430	580	1000	514	0,177	15,0	0,25	1400

Таблиця 4.7. Основні дані щодо сучасних судових двигунів виробництва Росії та України

№ п/п	Марка двигуна	Діаметр циліндра D , мм	Хід поршня S , мм	Циліндрова потужність двигуна $N_{\text{цв}}$, кВт	Частота обертання колінчатого валу n , хв. ⁻¹	Питома ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт·год)	Ступінь стиснення (дійсна) ε_d	Параметр КШМ $\lambda_{\text{ш}}$	Питома маса деталей КШМ, що рухаються поступально, m_s , кг/м ²
1	4ЧСПН9,5/11	95	110	14	1960	0,262	16	0,2	950
2	6ЧН12/14	120	140	20	1550	0,228	15,5	0,283	950
3	ЗД6Н (6ЧН15/18)	150	180	18,4	1500	0,262	15	0,3	950
4	М507 (56ЧНСП16/17)	160	170	65,7	2000	0,213	15,5	0,21	800
5	10Д20,7/2х25,4 (Д100)	207	2×254	132,4	810	0,231	16,0	0,18	1200
6	211Д (6ЧН21/21)	210	210	92	1400	0,218	16,0	0,254	1100
7	8ЧН23/30	230	300	55,2	750	0,216	12,5	0,28	1950
8	6ЧН25/34	250	340	50	500	0,211	12,0	0,246	1950
9	6ЧН26/34	260	340	75	750	0,205	12,5	0,25	1850
10	16ЧН26/27 (10Д80)	260	270	262	1000	0,188	12,6	0,24	1900
11	Д49 (16ЧН26/26)	260	260/262	127	1000	0,218	12,5	0,235	1520
12	61В (ДРПН23/2х30)	230	2×300	276	850	0,234	12,5	0,220	1470
13	Д42 (8ЧРН30/38)	300	380	184	700	0,272	12,0	0,303	1900
14	Г74 (6ЧРН36/45)	360	450	147,2	375	0,218	12,0	0,200	1920
15	Г95 (6ЧРН36/40)	360	400	380	500	0,204	13,5	0,195	1830

4.3 Особливості конструкції сучасних суднових ДВЗ

Загальна будова суднових малооборотних двигунів

На рис. 4.11 наведена конструктивна схема МОД фірми MAN B&W Diesel Group. Характерною особливістю цього двигуна є електронне керування його роботою (керування роботою випускного клапану, процесом паливоподачі, роботою лубрикаторів, частотою обертів колінчатого валу, пуску і реверсування двигуна).

«Електронні» двигуни цього типу були створені на базі відомих двигунів моделі «МС».

Рама, картер, блок циліндрів виконані у вигляді жорстких коробчатих конструк-

цій, кожна з яких виробляється у вигляді зварних елементів у поєднанні з литими. Таке поєднання забезпечує необхідну міцність деталей остова з одночасним значним зменшенням їх ваги. За допомогою анкерних пов'язів ці основні деталі остова об'єднують в загальну достатньо міцну конструкцію.

Циліндрова кришка відлита зі сталі, має мінімальну кількість порожнин, що додає міцності цій деталі. Охолодження кришки проводиться за допомогою рідини, яка проходить через спеціальні отвори у тих частинах кришки, які є більш термічно напружені.

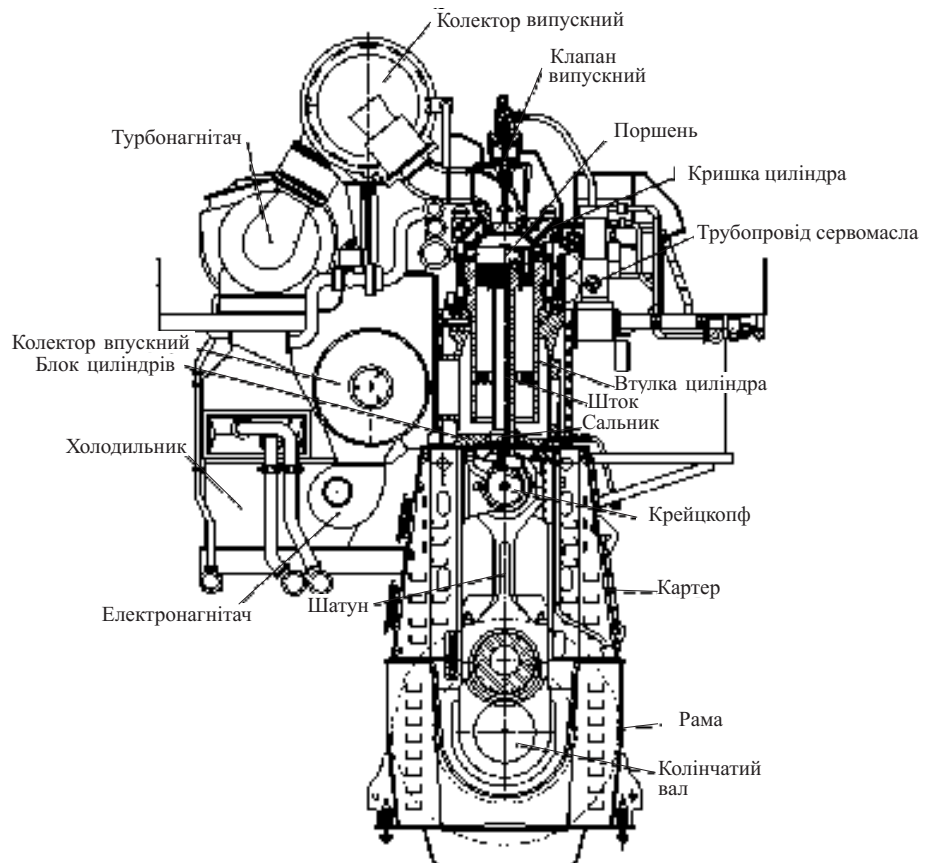


Рисунок 4.11. Судновий МОД K98ME-C9 МОД фірми MAN

На кришці розташовані пусковий клапан, паливні форсунки, індикаторний кран та інша арматура. У центрі кришки монтується корпус випускного клапану.

Одною з найбільш важливих деталей остова є *чавунна циліндрова втулка*. Втулка є частково винесеною за межі блока, що дозволяє краще організувати її охолодження та зменшити найбільш важливий розмір двигуна по висоті, що спрощує монтаж поршня та штока. Крім вікон для продування втулка має отвори для підводу масла.

Колінчатий вал розташований в рамових підшипниках. Основними деталями підшипників є вкладиші, до яких підводиться циркуляційне масло від головного циркуляційного насоса.

Колінчатий вал є сталеву зварною конструкцією, який не має ніяких отворів в елементах (на відміну від колінчатих валів чотиритактних двигунів).

Шатун двигуна з'єднує мотильову шийку з крейцкопфом. Матеріал шатуна — вуглецева сталь.

Головний підшипник (верхня головка шатуна) має три вкладиші: один широкий (нижній) та два вузьких (верхні).

Крейцкопф складається з поперечини та двох односторонніх повзунів.

Поперечини крейцкопфа з'єднує шатун та шток. Шатун з'єднується з поперечиною за допомогою підшипників ковзання, а шток має фланцеве з'єднання з поперечиною.

Повзун рухається вздовж спеціальних напрямних, які закріплені до картера.

Шток виконується у вигляді двотрубною конструкції. Зовнішня труба передає зусилля від поршня до крейцкопфа, а по внутрішній відводиться охолоджуюче масло від поршнів. Підвід масла для охолодження поршня та змащення головних підшипників здійснюється за допомогою телескопічного механізму. Від

крейцкопфа масло потрапляє по отворах в шатуні для змащення мотильового підшипника.

Поршень крейцкопфа двигуна з'єднується зі штоком за допомогою фланца. Найбільш напружена частина поршня є від'ємною і виготовляється з термостійкої сталі (наприклад, хромо-молібденова сталь). Кріплення головки до нижньої частини поршня виконується за допомогою шпильок.

Компресійні кільця розташовані в канавках головки поршня. Характерною особливістю поршня крейцкопфного двигуна є відсутність маслосз'ємних кілець.

До найбільш характерних особливостей розглянутого двигуна (рис. 4.11) слід віднести наступне:

- відсутність розподільного валу;
- гідро-пневматичне керування роботи випускного клапана;
- зменшена довжина шатуна;
- збільшене відношення ходу поршня до діаметру циліндра;
- гідравлічний привід паливних насосів високого тиску;
- «ізобарний наддув» двигуна;
- електронне керування частотою обертів колінчатого вала;
- електронне керування роботою лубрикаторів;
- можливість автопритирання випускного клапана.

На рис. 4.12 наведена конструктивна схема двигуна RT-flex 96C.

Будова остова цього двигуна мало чим відрізняється від двигуна K98ME-C9 фірми MAN B&W Diesel Group.

Двигун RT-flex 96C теж відноситься до класу електронних двигунів. Більшість конструктивних рішень окремих вузлів схожі на схеми в рішеннях двигуна K98ME-C9. Те ж саме відноситься до матеріалів, з яких виготовлені деталі, та технології виготовлення. Найбільш

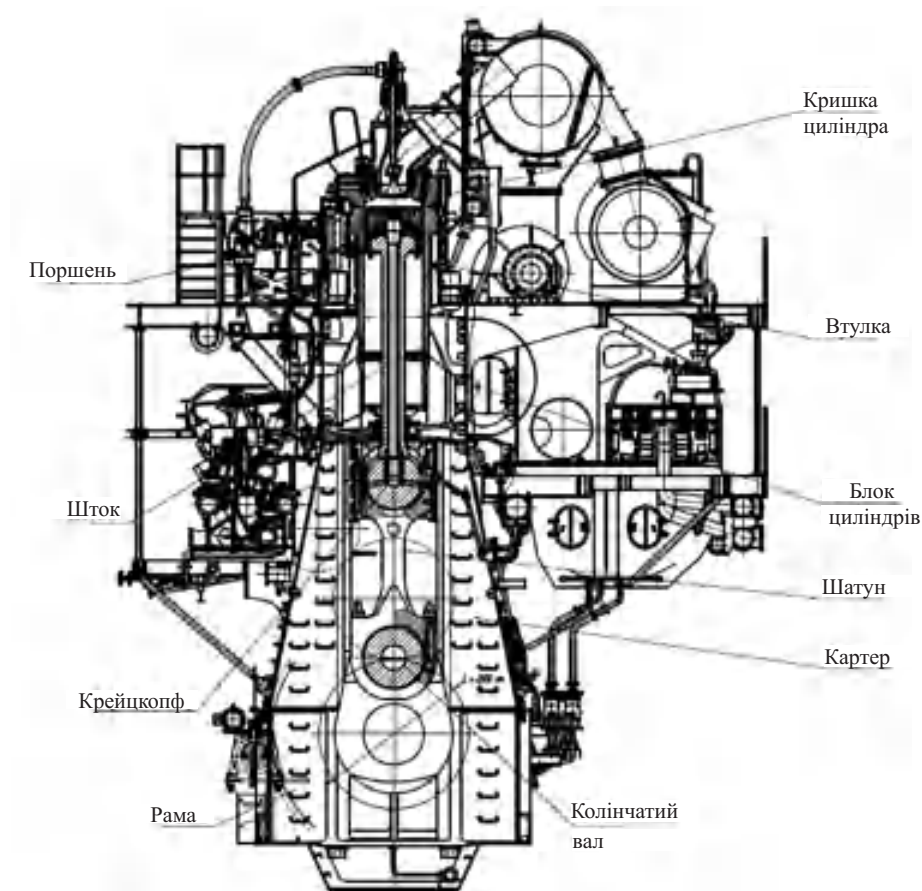


Рисунок 4.12. Судновий МОД Wartsila RT-flex 96C з електронним керуванням

суттєва різниця є в системах подачі палива до циліндру.

Якщо для двигунів фірми MAN B&W Diesel Group паливні насоси високого тиску зберігаються, а змінюється тільки їх привід — він становиться гідравлічним замість механічного, то фірма Wartsila Corporation взагалі відмовилась від таких насосів для кожного циліндра, а подача палива в циліндр поступає із паливного акумулятора, де паливо підтримується під необхідним тиском (~ 100 МПа). Це є дуже значна відмінність. На нашу думку, така схема є найбільш перспективною.

МОД фірми Mitsubishi Industries Ltd

Виробництво двигунів цієї фірми починалось за ліцензією фірми B&W, тому найбільш важливі конструктивні рішення схожі з двигунами MAN B&W Diesel Group. На рис. 4.13 наведена конструктивна схема двигуна UEC 85L5.

Середньообертові суднові двигуни

Після МОД друге місце за кількістю на судах займають середньообертові двигуни.

Найбільш відомі СОД виробляються фірмою Wartsila Corporation. На рис. 4.14

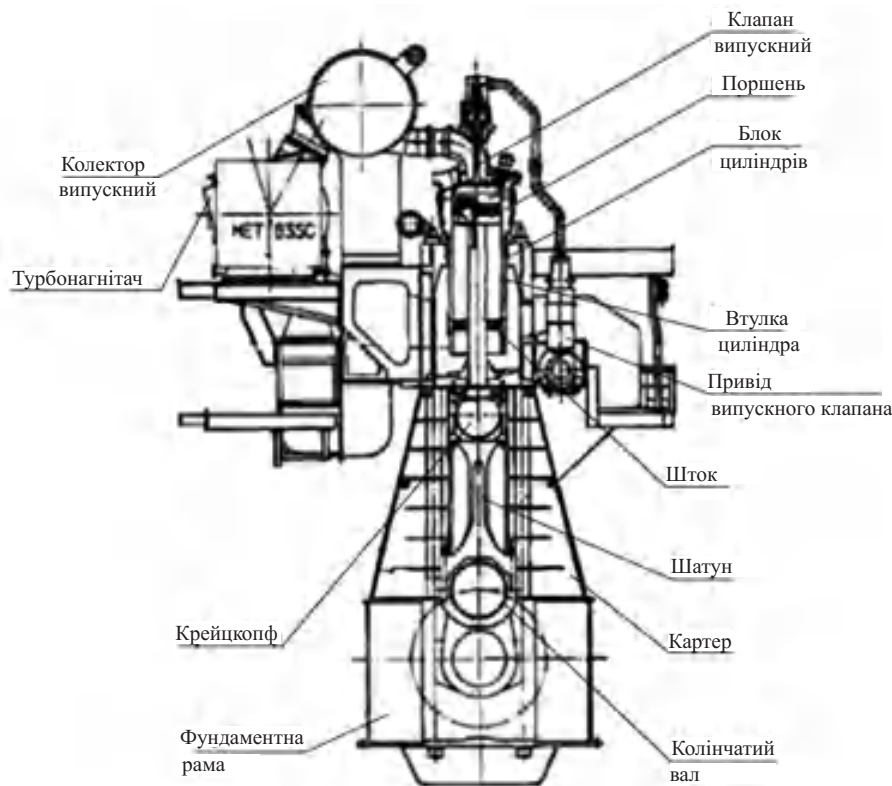


Рисунок 4.13. Судновий МОД фірми Mitsubishi Industries Ltd UEC 85L5

наведена конструктивна схема двигуна Wartsila V46. Двигун передбачається використовувати в якості головного двигуна, який передає потужність до гвинта через редуктор.

Двигун має декілька нових конструкційних рішень, з яких найважливішим є подвійне впорскування палива. Для цього використовуються дві паливні форсунки. Двійне впорскування палива дає значні переваги для більш якісного використання теплової енергії. На першому етапі подається невелика частка палива, яке спалахує з меншим запізненням у часі.

Після загоряння цього палива в циліндр подається основна маса палива, яке спалахує практично без запізнення. Це все скорочує час згоряння палива, що веде до підвищення ККД двигуна.

Крім підвищення ККД двигуна, при цьому зменшується кількість оксидів азоту.

Двигун Wartsila V46 має значні ресурси роботи окремих деталей та вузлів.

Наприклад, ці ресурси такі (тис. годин):

поршень — 60;

поршневі кільця — 30;

втулка — 60;

підшипники колінчатого вала — 30...40;

паливні форсунки — 8.

Двигуни Wartsila V46 мають систему діагностування та передбачення можливих відмов у роботі.

На рис. 4.15 приведена конструктивна схема середньо обертового двигуна L40/54, який виробляється фірмою MAN B&W Diesel Group. Це один з кращих двигунів цієї фірми.

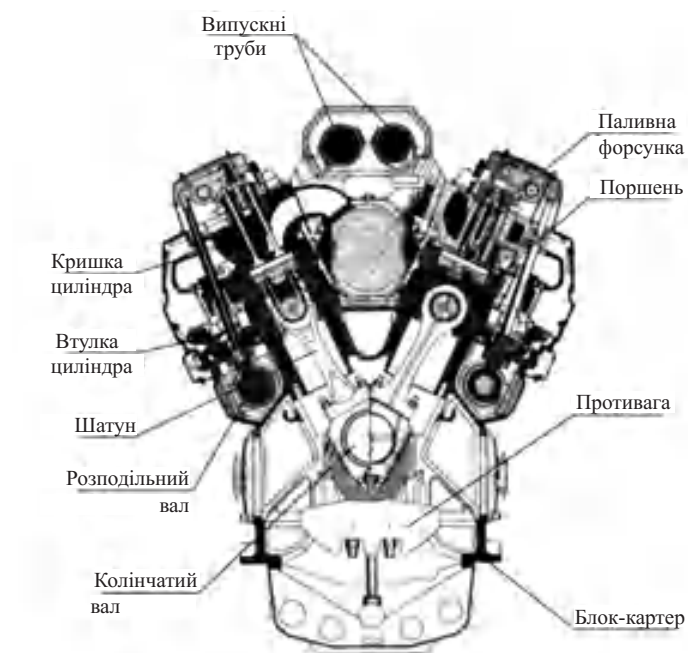


Рисунок 4.14. Середньообертовий двигун Wartsila V46

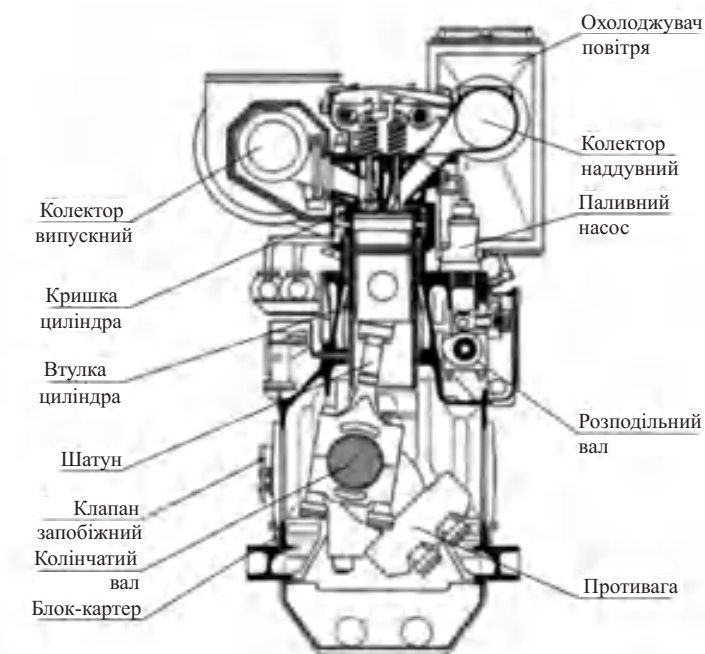


Рисунок 4.15. Судновий СОД L40/54 фірми MAN B&W

Загальна будова двигуна є класичною для такого типу двигунів — безрамна конструкція, при якій картер і циліндр виконані у вигляді єдиного моноблока, що забезпечує надійне розташування втулок циліндрів.

Матеріал головки поршня — високоякісна сталь, а нижня частина виготовлена з чавуна з шароподібним вуглецем.

Охолодження поршня — за допомогою масла. Шатун має від'ємну верхню частину, що забезпечує демонтаж поршня через отвір циліндрової втулки.

Кожна кришка циліндра має друге дно, що забезпечує механічну міцність вогневого днища при достатній термічній міцності. Достатньо низька питома витрата палива забезпечена:

- газотурбінним наддувом за «ізобарною схемою», що дозволяє отримати високий ККД турбокомпресора;

- доведенням тиску палива при впорскуванні до 140 МПа;

- оптимальним співвідношенням між максимальним тиском газів та середнім ефективним тиском ($p_z/p_e \approx 7,0$);

- використанням у ПНВТ «економічного» плунжера, у якого спеціально спрофільовані відсічні кромки, що забезпечує практично сталий тиск згоряння в межах $(85 \dots 100\%) N_{e \text{ ном}}$; при цьому вдається забезпечити задовільну питому витрату палива на часткових режимах.

До конструктивних змін слід віднести установку крилатки на стержні випускного клапана, що значно збільшує ресурс його роботи.

До найбільш відомих СОД відносяться двигуни фірми МАК–Caterpillar. Фірма основним напрямком вважає підвищення економічності двигунів. Зменшення питомої витрати палива, на думку спеціалістів, досягається шляхом наближення дійсного процесу згоряння палива

до процесу згоряння при сталому тиску (ізобарний підвід тепла) газів.

Відношення максимального тиску при згорянні до середнього тиску складає $7,0 \dots 7,5$.

У протипагу іншим фірмам, які випускають СОД, фірма МАК–Catterpillar не поспішає з відмовою від систем імпульсного наддуву, для чого є важливі підстави (рис. 4.16).

Наведений на рис. 4.16 двигун CAT-3600 має такі конструктивні особливості:

- підвісний колінчатий вал;
- з кожної сторони підвісні кришки підшипників додатково мають бокові болти, які підвищують загальну жорсткість підшипникового вузла;

- кожен циліндр має окрему чотирьохклапанну кришку;

- поршень має сталеву головку, яка сприймає механічні та термічні напруження;

- головка поршня охолоджується маслом, яке потрапляє для цього у спеціальні порожнини;

- нижня частина поршня виготовляється з алюмінієвого сплаву, що зменшує масу комплексу поршня;

- клапани рухаються у направляючих поворотних втулках, що збільшує ресурс роботи цього вузла;

- тарілки випускних клапанів мають керамічне покриття;

- розподільчий вал двигуна має по три кулачних шайби на циліндр: дві шайби керують роботою клапанів газорозподілу, а третя — через штовхач і коромисло забезпечує хід плунжера «насос-форсунки» при впорскуванні палива у циліндр.

Завершуючи розгляд судових СОД, слід прийняти до уваги таке:

- СОД мають значне форсування за робочим процесом (середній ефективний тиск ~ 25 МПа);

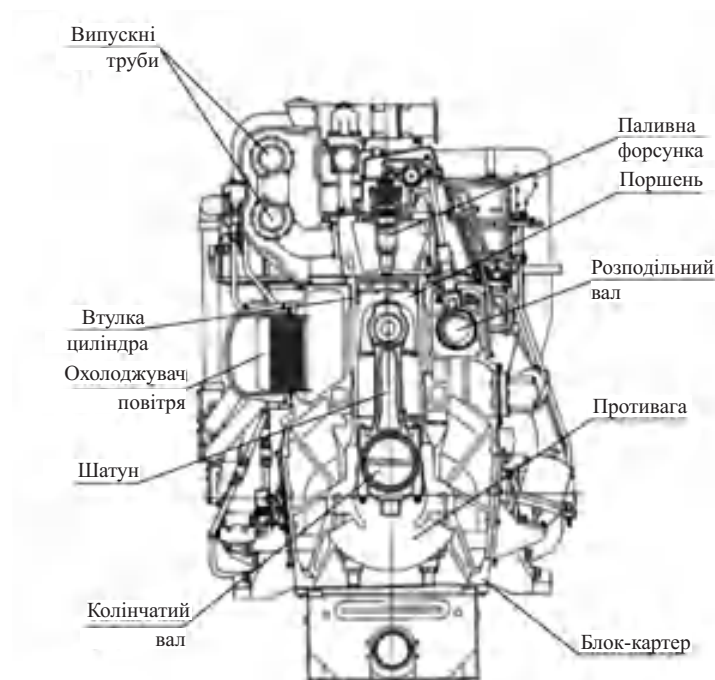


Рисунок 4.16. Середньообертовий двигун CAT 3600

– перехід до виробництва довгоходових СОД ($S/D_{ц} \approx 1,4$);

– сучасні середньообертові двигуни мають значно покращену економічність ($g_e \approx 0,18 \dots 0,19$ кг/(кВт·год));

– покращення екологічних показників (для Wartsila V46 кількість викидів NO_x складає приблизно 850 ppm при 15 % O_2).

Високообертові двигуни

Високообертові двигуни у якості головних на судах використовуються не так часто, як МОД та СОД. Одним з таких двигунів є чотиритактний двигун типу ЧН16/17, який виготовляється виробничим об'єднанням «Звезда» (Росія). Загальний вигляд (поперечний розріз) дизеля 42ЧНСП 16/17 наведений на рис. 4.17.

Двигуни цих типів значно відрізняються від середньообертових, які використовуються на судах.

Картер двигунів типу ЧН16/17 має тунельну форму та складається з декіль-

кох сталевих секцій: шість секцій — для двигуна 42ЧНСП16/17 або вісім — для 56ЧНСП16/17. Секції з'єднуються за допомогою болтів.

До переднього торця двигуна монтується блок керування роботою двигуна (механізм приводу газорозподілу, паливні насоси, механізм автоматичного керування кутом випередження впорскування палива та інше). Крім цього, на передньому торці двигуна розташовані турбонагнітач, регулятор швидкості та насоси системи охолодження і змащення.

Блок циліндрів виготовлений з алюмінієвого сплаву. Рубашка охолодження виконана спільно з головкою циліндра. На кожній кришці циліндра розташовані по два випускних та впускних клапана.

Колінчатий вал вироблений із легированої сталі і розташований на роликових підшипниках. Корінні шийки валів одночасно виконують функцію корінних щік.

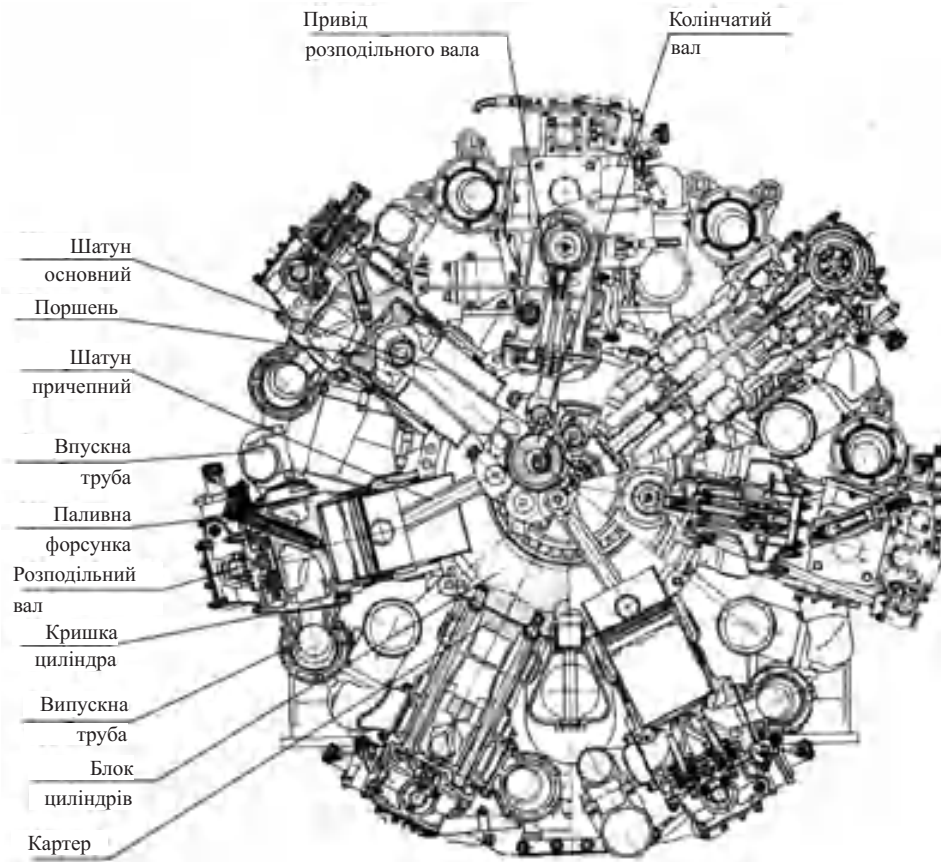


Рисунок 4.17. Двигун 42ЧНСП16/17

Шатуни двигунів поділяються на два типи: основні та причіпні. До кожної шатунної шийки приєднуються сім шатунів, один з яких є основним та шість причіпних, що кріпляться до нижньої головки основного шатуна.

Поршень із алюмінієвого сплаву отримано методом штампування.

Механізм газорозподілу для кожного циліндра складається із розподільного вала на кожний блок, кулачки якого за допомогою коромисла керують роботою клапанів.

Система наддуву складається із турбокомпресора, який має механічний

зв'язок з колінчатим валом через гідравлічну муфту.

Незважаючи на те, що двигуни типу ЧНСП16/17 розроблені давно, вони мають ряд оригінальних конструктивних рішень. Прикладом цього може бути принцип підвищення потужності двигуна шляхом додавання кількості «зірок» в одному агрегаті (як це має місце при переході від двигуна 42ЧНСП16/17 до двигуна 56ЧНСП16/17) або об'єднання декількох двигунів (як це має місце при переході від двигуна 56ЧНСП16/17 до двигуна спареного агрегату 2×56ЧНСП16/17) в один силовий агрегат.

Завдання та запитання для самоконтролю

1. Назвіть найбільш відомі фірми-виробники суднових ДВЗ та деякі марки двигунів, які вони виробляють.
2. Які принципові рішення були втілені при роботі сучасних суднових ДВЗ, щоб різко підвищити економічність двигунів ($\approx 25\%$)?
3. Поясніть, у зв'язку з чим при переході на довгоходові, супердовгоходові двигуни збільшується індикаторний ККД двигунів, а також ККД пропульсивної установки в цілому.
4. З яких причин деякі фірми (наприклад, Wartsila) переходять на подвійне впорскування палива?
5. З яких причин для чотиритактних тронкових двигунів слід зменшувати відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна ($\lambda_{ш} = R/L_{ш}$), а для крейцкопфних — це не обов'язково?
6. Як впливає електронне керування впорскування палива на індикаторний ККД двигуна?
7. Що включає поняття «електронний двигун»?
8. З яких причин практично всі фірми-виробники при створенні двотактних головних двигунів відмовились від «імпульсного наддуву», а для чотиритактних двигунів такої тенденції не спостерігається?
9. Що таке «інтелектуальний двигун»?

РОЗРАХУНКОВИЙ ЦИКЛ СУДНОВИХ ДВЗ

5.1 Загальні положення

Розрахунковий цикл поршневого ДВЗ значно відрізняється від ідеальних циклів, розглянутих раніше, оскільки жодне з припущень, що приймалися при розгляді ідеальних циклів, в реальних умовах використати неможливо. В розрахунковому циклі ДВЗ змінюється кількість робочого тіла, його склад та фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння і дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення відбувається догоряння палива і відновлення дисоційованих газів з виділенням теплоти. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійною теплоємністю, оскільки температура і склад газів у циліндрі значно змінюються. У розрахунковому циклі є також теплові та аеродинамічні втрати.

Окрім розрахункового, потрібно розглянути ще й дійсний цикл, який відбувається в працюючому двигуні і в даний час не може точно бути теоретично описаний через недосконалість розрахункових методик і складність процесів, що відбуваються в ньому. Діаграми дійсних циклів записують спеціальними приладами

(індикаторами) різних типів, що дають індикаторну діаграму працюючого двигуна. Чим досконаліша методика теплового розрахунку, тим ближче розрахунковий цикл до дійсного.

Надалі розглядатиметься розрахунковий цикл, який базується на класичному методі теплового розрахунку, розробленому професором МВТУ В. І. Гриневецьким в 1907 році. В подальшому він був розвинутий професором Є. К. Мазінгом і отримав назву «метод Гриневецького-Мазінга».

Метод теплового розрахунку заснований на загальновідомих положеннях термодинаміки і термохімії, достатньо повно охоплює суть теплових явищ, що відбуваються в робочому циліндрі, і є інженерним аналітичним дослідженням. На його основі можна:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні, так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уявлення про основні параметри циклу і чинники, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних

точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що робочий цикл, який відбувається в циліндрі двигуна, описується простими термодинамічними процесами за рахунок того, що вводиться ряд експеримен-

тальних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Розрахунковий цикл судових ДВЗ складається з п'яти послідовних процесів: наповнення, стиснення, згоряння, розширення і випуску, що можуть відбуватись як в чотиритактних, так і в двотактних двигунах.

5.2 Процес наповнення

В процесі наповнення циліндр наповнюється повітрям, що забезпечує згоряння палива в черговому циклі. Чим більше повітря надійде до циліндру, тим більшу потужність може розвинути двигун за інших рівних умов.

В чотиритактних двигунах без наддуву і з наддувом і в двотактних двигунах процес наповнення йде по-різному. Відзначимо його характерні особливості для кожного із цих двигунів. Для наочності всі процеси зображатимемо на p - V -діаграмі.

Процес наповнення в будь-якому з двигунів нерозривно пов'язаний з процесом

випуску: він починається або одразу після випуску (в чотиритактних двигунах), або з ним поєднується (в двотактних).

На рис. 5.1 графічно представлені процеси наповнення r_0 - a - a_0 і випуску b' - r - r_0 чотиритактного двигуна без наддуву. До кінця процесу випуску і початку наповнення, коли поршень почне рухатись від ВМТ до НМТ (точка r), камера стиснення буде заповнена залишковими газами з температурою T_r і тиском p_r . Цей тиск перевищує тиск навколишнього середовища p_0 на величину втрати тиску Δp_r , обумовлену опорами випускної системи (клапанів, трубопроводів, глуш-

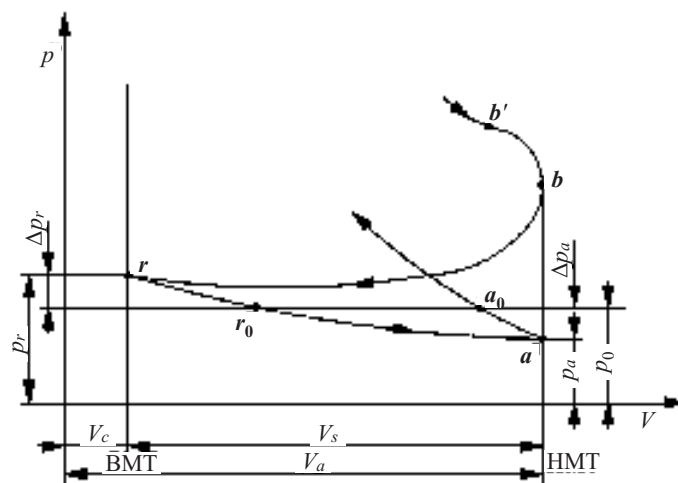


Рисунок 5.1. Схема процесів наповнення і випуску чотиритактного двигуна без наддуву

ників і т. д.). На початку низхідного руху поршня залишкові гази в циліндрі розширюються за політропою rr_0 до тиску навколишнього середовища p_0 (точка r_0), а потім — до тиску менше атмосферного. З моменту, коли в циліндрі наступить розрідження, в нього почне поступати повітря і в кінці наповнення (точка a) тиск p_a буде нижчий за p_0 на величину втрати тиску Δp_a , обумовлену опором і втратою енергії на створення швидкості переміщення заряду в випускній системі двигуна.

Основна відмінність в протіканні процесу наповнення для чотиритактного двигуна з наддувом показана на рис. 5.2. Як відомо, в цих двигунах повітря в циліндр поступає після попереднього стиснення в компресорі з тиском, нижчим за тиск наддуву p_k на величину втрати Δp_a у впускному тракту від компресора до циліндру двигуна. При цьому лінія процесу наповнення $r-a-a_k$ на діаграмі розташована вище від лінії випуску $b'-r$.

В двотактних двигунах ходи поршня, відведені на процеси наповнення і ви-

пуску, відсутні, тому процес наповнення поєднується з процесом випуску, і здійснюються ці процеси лише на частині ходу поршня ψV_s , зайнятій продувними і випускними вікнами (рис. 5.3).

До моменту відкриття продувних вікон (точка d) тиск газів повинен бути нижчим, ніж тиск повітря p_k , що надходить від компресора. Тому повітря витіснить продукти згоряння, що залишилися, заповнюючи простір циліндра. Цей процес продовжується при низхідному русі поршня до точки θ , а також при висхідному русі до моменту закриття продувних вікон (точка s).

Оцінюючи параметри суміші в кінці процесу наповнення (точка a), кількість повітря, яка могла б поміститися в робочому об'ємі циліндра V_s при параметрах, що характеризують стан повітря перед впускними органами p_k та T_k , приймають за теоретичну. Дійсна кількість повітря, що залишилась в циліндрі до початку стиснення, виявляється менше теоретичної. Це пояснюється наступними чинниками:

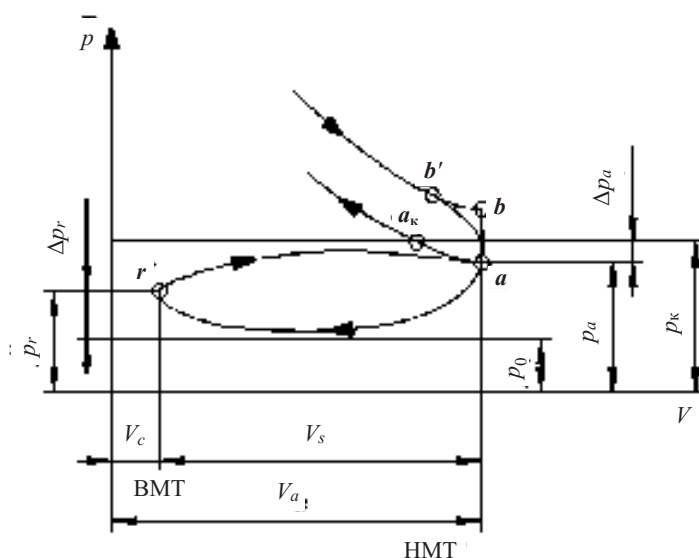


Рисунок 5.2. Схема процесів наповнення і випуску чотиритактного двигуна з наддувом

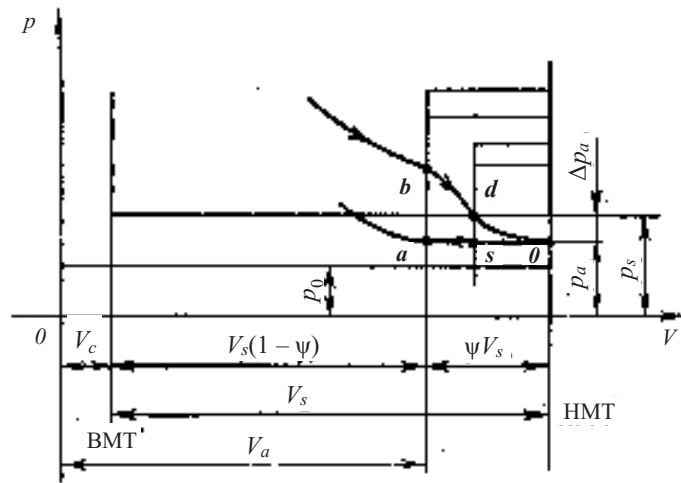


Рисунок 5.3. Схема процесу зміни заряду в двотактному двигуні

– аеродинамічними втратами у впускному тракті;

– наявністю в циліндрі залишкових газів, кількість яких залежить від досконалості системи газообміну;

– підігрівом повітря, що надходить, залишковими газами, що мають температуру T_r , яка вища за температуру повітря T_k ;

– підігрівом повітря від зіткнення з гарячими стінками камери згоряння.

За критерії кількісної оцінки досконалості процесу наповнення приймають коефіцієнт залишкових газів γ_r і коефіцієнт наповнення η_n . Визначення коефіцієнту γ_r було дано раніше, а детальний розгляд його віднесемо до процесу випуску (розділ 5.6), як параметр, що його характеризує.

Коефіцієнт наповнення η_n є відношенням дійсної кількості повітря V_k , що надійшло до циліндра, до тієї кількості, яка могла б заповнити робочий об'єм циліндра V_s при тиску p_k і температурі T_k повітря безпосередньо перед впускними органами двигуна:

$$\eta_n = V_k / V_s. \quad (5.1)$$

Коефіцієнт наповнення залежить від температури T_a і тиску p_a суміші на початку стиснення, температури T_r випускних газів і коефіцієнта залишкових газів γ_r . Щоб спростити виведення математичної залежності коефіцієнта наповнення від перерахованих чинників, приймають наступні припущення: процес наповнення закінчується в точці a індикаторної діаграми, тобто відсутня дозарядка циліндра; теплоємності повітря і залишкових газів при температурі суміші на початку стиснення однакові.

З рівняння матеріального балансу газу знайдемо в кінці процесу наповнення кількість молей робочої суміші M_a , яка складається з повітря, що надійшло, L і залишкових газів M_r :

$$M_a = L + M_r = L(1 + \gamma_r). \quad (5.2)$$

Величини M_a і L можуть бути виражені через відповідні параметри стану згідно характеристичному рівнянню стану газу:

$$M_a = \frac{p_a V_a}{8,314 \cdot T_a}; \quad (5.3)$$

$$L = \frac{p_k V_k}{8,314 \cdot T_k} = \frac{p_k V_s \eta_n}{8,314 \cdot T_k}.$$

Тут враховується, що $V_k = V_s \cdot \eta_n$ (див. формулу 5.1). Підставивши вираз (5.3) в рівняння (5.2), отримаємо:

$$\frac{p_a V_a}{T_a} = \frac{p_k V_s \eta_n}{T_k} (1 + \gamma_r),$$

звідки

$$\eta_n = \frac{V_a}{V_s} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r}.$$

Ввівши $V_a = \varepsilon \cdot V_c$ і $V_s = (\varepsilon - 1) V_c$, отримаємо загальну формулу для визначення коефіцієнта наповнення як для чотиритактних, так і двотактних двигунів (з деякими уточненнями):

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r}. \quad (5.4)$$

Для чотиритактних двигунів без наддуву у формулу (5.4) замість p_k і T_k слід підставити p_0 та T_0 . Коефіцієнт наповнення двотактних двигунів, визначений за формулою (5.4), відноситься до корисної частини ходу поршня $V_s(1 - \psi_a)$ (див. рис. 5.3):

$$\eta'_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r}. \quad (5.4, a)$$

Коефіцієнт наповнення, віднесений до повного ходу поршня:

$$\eta_n = \eta'_n(1 - \psi_a). \quad (5.5)$$

Основними параметрами процесу наповнення, що роблять найбільший вплив на його протікання, є тиск p_a і температура T_a робочої суміші в кінці наповнення. Ці параметри можуть бути визначені при уточненому розрахунку процесів газообміну або орієнтовано оцінені на підставі експериментальних даних. При виконанні розрахунку за методом Гріневецького-Мазінга тиск p_a визначається орієнтовно на підставі експериментальних даних, як співвідношення між тиском робочої су-

міші і тиском повітря перед впускними органами.

Чотиритактні без наддуву тихохідні —	$(0,85 \dots 0,90)p_0$
Чотиритактні без наддуву швидкохідні —	$(0,80 \dots 0,85)p_0$
Чотиритактні з наддувом —	$(0,85 \dots 0,95)p_k$
Двотактні двигуни —	$(0,80 \dots 0,95)p_k$

Температура кінця наповнення T_a є температурою робочої суміші, яка складається з повітря, що надійшло, підігрітого від гарячих стінок циліндра (до температури $T'_k = T_k + \Delta T$), залишкових газів в кількості M_r і температурою T_r .

Запишемо рівняння теплового балансу для процесу наповнення:

$$Lc'_V T'_k + M_r c''_V T_r = (L + M_r) c'''_V T'_a. \quad (5.6)$$

Прийнявши припущення про рівність теплоємностей $c'_V = c''_V = c'''_V$ і розділивши обидві частини на L , отримаємо:

$$T_k + \Delta T + \gamma_r T_r = (1 + \gamma_r) T_a,$$

звідки

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}. \quad (5.7)$$

Підігрів повітря від стінок складає $\Delta T = 10 \dots 20$ К для чотиритактних двигунів без наддуву, $\Delta T = 5 \dots 15$ К — для чотиритактних з наддувом, $\Delta T = 5 \dots 20$ К — для двотактних.

Коефіцієнт наповнення η_n для суднових двигунів має наступні значення:

Чотиритактні без наддуву тихохідні —	0,80...0,90
Чотиритактні без наддуву швидкохідні —	0,75...0,85
Чотиритактні з наддувом —	0,85...0,90
Двотактні (до повного ходу поршня) —	0,65...0,85

5.3 Процес стиснення

В процесі стиснення досягається температура, достатня для самозаймання впорскуваного в кінці процесу палива, а також забезпечується перепад температур в циклі з метою підвищення його ККД. Процес стиснення відбувається при русі поршня від НМТ до ВМТ після закриття органів газообміну (клапанів — в чотиритактних і вікон — в двотактних двигунах).

За відсутності витоків повітря, що надійшло, і теплообміну зі стінками циліндра, тобто в теоретичному циклі (лінія $a-c'$ на рис. 5.4), процес стиснення відбувався б за законом адіабати і описувався б математичним рівнянням:

$$pV^{k_1} = \text{const},$$

де $k_1 \approx 1,4$ — показник адіабати стиснення.

В дійсності, стиснення є складним процесом, залежним від змінного теплообміну між повітрям, що надійшло, і стінками циліндра, який змінюється за величиною і за знаком, від зменшення поверхні охо-

лоджування в ході наближення поршня до ВМТ та інших чинників.

На початку стиснення температура повітря, яке надійшло, нижча за середню температуру стінок циліндра, що викликає підігрів повітря. На цій ділянці теплота від нагрітих деталей передається робочому тілу, тому дійсна крива процесу стиснення іде крутіше за адіабату, що показано на рис. 5.4, а показник політропи стиснення n'_1 буде вищий за показник адіабати k_1 .

В міру стиснення повітря, що надійшло, і підвищення його температури передача тепла від стінок до повітря зменшується і настає момент (точка I), коли температура повітря стає рівною середній температурі стінок, тобто має місце миттєвий адіабатний стан $n'_1 = k_1$.

При подальшому стисненні температура повітря стає вищою за середню температуру стінок, внаслідок чого починається віддача теплоти від повітря до стінок.

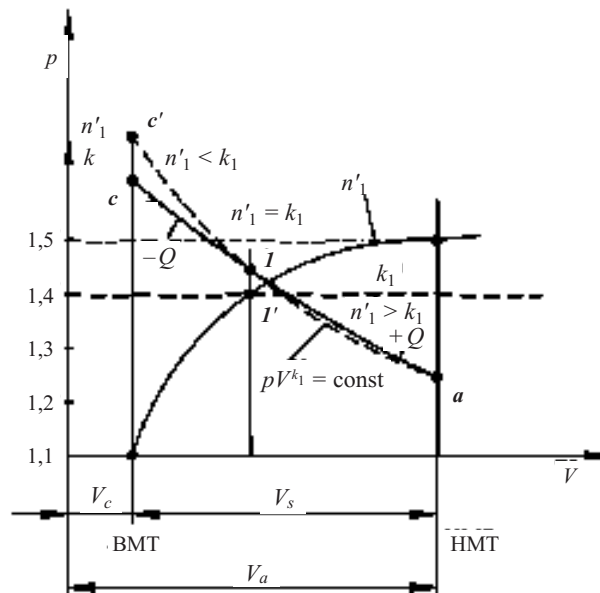


Рисунок 5.4. Схема процесу стиснення в теоретичному і розрахунковому циклах

Крива дійсного процесу стиснення стає пологішою, ніж адіабата, а показник $n'_1 < k_1$, причому значення n'_1 в міру наближення до ВМТ безперервно зменшується. В результаті тиск кінця стиснення p_c (точка c) дійсного процесу виявляється нижчим за тиск кінця стиснення адіабати (точка c'). Витік повітря через нещільність поршневих кілець на стиснення невеликий при їх нормальному стані та практично не знижує p_c і T_c в кінці стиснення, тому його, як правило, не враховують.

Із вищесказаного виходить, що показник політропи стиснення дійсного процесу змінний на всьому протязі ходу поршня; у судових двигунів за експериментальними даними дійсне значення показника n'_1 змінюється в межах від 1,5 (у НМТ) до 1,1 (у ВМТ).

В розрахунках робочого циклу для спрощення вважають, що процес стиснення відбувається за політропою з умовним середнім постійним показником політропи n_1 , який вибирають так, щоб при тих же значеннях початкових параметрів процесу стиснення (точка a) отримувалась так ж робота, що і при дійсному змінному показнику n'_1 .

До параметрів, що характеризують процес стиснення, відносяться: середній показник політропи стиснення n_1 , тиск p_c і температура T_c в кінці стиснення (точка c), а також ступінь стиснення ϵ .

Середній показник політропи стиснення n_1 може бути визначений за допомогою рівняння політропи на початку і в кінці процесу стиснення за індикаторною діаграмою, знятою з двигуна:

$$p_a V_a^{n_1} = p_c V_c^{n_1}.$$

$$L_{ac} = \frac{1}{n_1 - 1} (p_c V_c - p_a V_a) = \frac{8,314}{n_1 - 1} (T_c - T_a). \quad (5.9)$$

Якщо прийняти лінійну залежність теплоємності від температури типу

В результаті логарифмування і перетворення цього рівняння:

$$n_1 = \frac{\lg p_c - \lg p_a}{\lg V_a - \lg V_c} = \frac{\lg \left(\frac{p_c}{p_a} \right)}{\lg \epsilon}.$$

На стадії проектування двигуна середній показник політропи стиснення отримують з рівняння першого закону термодинаміки, записаного для процесу стиснення. Е. К. Мазінг запропонував простий метод визначення середнього показника політропи стиснення n_1 — шляхом заміни політропного стиснення, так званим, псевдоадіабатним. На початку процесу стиснення теплота підводиться до повітря, а наприкінці — відводиться від нього. При виведенні рівняння показника політропи стиснення Е. К. Мазінг прийняв таке припущення: кількість теплоти, підведена до повітря в процесі стиснення, дорівнює нулю, тобто процес стиснення розглядається як псевдоадіабатний. При цьому середній показник політропи стиснення буде рівний показнику псевдоадіабати. В цьому випадку рівняння першого закону термодинаміки для всього процесу стиснення можна записати у вигляді кінцевих різниць:

$$\Delta Q_{ac} = \Delta U_{ac} + L_{ac}, \quad (5.8)$$

де ΔQ_{ac} — кількість теплоти, підведена до повітря в процесі стиснення в результаті теплообміну зі стінками циліндра, згідно прийнятому припущенню $\Delta Q_{ac} = 0$; ΔU_{ac} — приріст внутрішньої енергії робочого тіла при переході з точки a в точку c ; L_{ac} — кількість теплоти, еквівалентна абсолютній роботі політропного стиснення на ділянці $a-c$.

$c_V = a_V + bT$, то приріст внутрішньої енергії робочого тіла за процес стиснен-

ня може бути представлений у вигляді різниці виразів внутрішньої енергії 1 кг

$$\Delta U_{ac} = U_c - U_a = c'_{vc} T_c - c_{va} T_a = (a_v + b T_c) T_c. \quad (5.10)$$

де a_v і b — постійні коефіцієнти, визначення яких буде приведені нижче.

В результаті перетворення рівняння (5.8) з урахуванням припущення $\Delta Q_{ac} = 0$ та рівнянь (5.9) і (5.10), а також співвідношення $T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$ (його отримаємо нижче) будемо мати остаточну формулу визначення показника політропи стиснення n_1 :

$$n_1 - 1 = \frac{8,314}{a_v + b T_a (1 + \varepsilon^{n_1-1})}. \quad (5.11)$$

Рівняння (5.11) вирішують методом послідовних наближень, задаючись значеннями $n_1 = 1,34 \dots 1,42$ для судових ДВЗ і домагаючись тотожності після рішення.

Більш конкретні значення n_1 для різних типів судових ДВЗ такі:

МОД — 1,34 ... 1,38;

СОД — 1,36 ... 1,40;

ВОД — 1,38 ... 1,42.

Тиск і температура в кінці стиснення можуть бути отримані з рівняння політропи стиснення $p_a V_a^{n_1} = p_c V_c^{n_1}$; характеристичних рівнянь стану робочого тіла на початку і в кінці стиснення $p_a V_a = 8,314 M_a T_a$ і $p_c V_c = 8,314 M_c T_c$, де M_a і M_c — число молей робочого тіла на початку і в кінці стиснення, але $M_a = M_c$, оскільки витік повітря через кільця при доброму їх стані в процесі стиснення нехтуючи малий.

Перетворюючи рівняння політропи, отримаємо тиск в кінці процесу стиснення:

$$p_c = p_a = \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} = p_c \varepsilon^{n_1}. \quad (5.12)$$

З характеристичних рівнянь з урахуванням виразу (5.12) можна отримати температуру кінця процесу стиснення:

робочого тіла для кінцевої і початкової точок процесу стиснення:

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1-1} = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}. \quad (5.13)$$

Середні значення тиску p_c і температури T_c для судових ДВЗ за експериментальними даними наведено у таблиці:

Показники кінця процесу стиску

	p_c , МПа	T_c , К
Двигуни без наддуву	3,5...5,0	800...1000
Двигуни з наддувом	4,0...12,0	900...1100

Ступінь стиску розрізняють геометричний і дійсний.

Геометричний ступінь стиску ε_r — це відношення повного об'єму робочого циліндра V_a в момент знаходження поршня в НМТ до об'єму камери стиснення V_c , тобто до об'єму циліндра в положенні поршня у ВМТ:

$$\varepsilon_r = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_s}{V_c} = 1 + \frac{V_s}{V_c}.$$

Дійсна ступінь стиску ε_d є відношенням об'єму робочого циліндра в момент закриття органів газорозподілу $V_c + V_s - \psi V_s$ до об'єму камери стиснення V_c :

$$\varepsilon_d = \frac{V_c + V_s - \psi V_s}{V_c} = 1 + \frac{V_s}{V_c} (1 - \psi),$$

де ψ — частка ходу поршня S на такті стиснення, зайнята процесами газообміну. Вона відповідає об'єму циліндра при закритті впускного клапану в чотиритактних двигунах і закритті продувних або випускних вікон у двотактних двигунах. Зв'язок між цими ступенями стиску виражається такими формулами:

– геометричний ступінь стиску:

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon_d - \psi}{1 - \psi};$$

– дійсний ступінь стиску:

$$\varepsilon_d = \varepsilon_r(1 - \psi) - \psi.$$

При розрахунку робочих процесів чотиритактних двигунів користуються геометричним ступенем стиску, тобто $\varepsilon_d = \varepsilon_r = \varepsilon$, оскільки за час запізнювання закриття впускних клапанів тиск в циліндрі змінюється незначно. В двотактних двигунах, зазвичай, користуються дійсним ступенем стиску, тобто $\varepsilon_d = \varepsilon$, причому частку ходу поршня ψ приймають для вікон або клапанів, що закриваються в процесі стиснення останніми.

В судових двигунів ступінь стиску ε залежить від типу двигуна, його швидкохідності, способу сумішоутворення, наявності наддуву, конструктивних особливостей та інших чинників. За експериментальними даними для різних типів судових двигунів значення ступеня стиску ε знаходяться в наступних межах:

МОД — 11 ... 15;

СОД — 12 ... 16;

ВОД — 15 ... 20.

Нижню межу ступеня стиску вибирають з умов надійності самозаймання палива, яке впорскується в робочий циліндр в кінці процесу стиснення. Для цього мінімальне значення температури приймають $T_c > T_3 + \Delta T = 650 + (150 \dots 250) = 800 \dots 900$ К, де $T_3 = 650$ К — середня температура займання рідкого палива; $\Delta T = 150 \dots 250$ — додаткова різниця температур, що збільшує надійність здійснення самозаймання.

Ступінь стиску вибирають достатнім для забезпечення стійкого самозаймання палива на пускових режимах. При пуску двигуна показник політропи стиснення

через посилений тепловідвід в холодні стінки має нижчі значення, ніж при роботі на номінальному режимі, і складає 1,20 ... 1,25.

Пониження температури в кінці стиснення компенсується вибором достатнього значення ступеня стиску.

При наддуві тиск p_c зростає приблизно пропорційно тиску наддуву p_k , тому бажано, по можливості, зменшувати ступінь стиску ε . Однак, умови пуску дизелів з наддувом мало відрізняються від умов у двигунах без наддуву (при малих обертах турбокомпресор не може створити достатньо високого тиску повітря), то в двигунах з наддувом ступінь стиску ε не рекомендується приймати нижче 11 ... 12, якщо не передбачено ніяких спеціальних пристроїв, що забезпечують надійний пуск при пониженому ступені стиску.

Підвищення ступеня стиску суттєво впливає на зростання термічного ККД тільки до $\varepsilon \approx 14 \dots 16$. Тому більш високі значення ε (приблизно 18 ... 22) застосовують для передкамерних і вихрокамерних дизелів при високій частоті обертання (в малолітражних двигунах) для забезпечення пуску і надійної роботи при малих частотах обертання, наприклад, у автомобільного дизельного двигуна Mercedes $\varepsilon = 22$.

Слід відмітити, що в зв'язку з підвищенням тиску наддуву p_k при застосуванні високих ступенів наддуву були спроби здійснити робочий цикл з перемінним ступенем стиску (від 15 до 8) для зниження максимального тиску p_z на номінальному режимі.

Були запропоновані конструкції двигунів, в яких передбачалась можливість автоматично змінювати ступінь стиску на працюючому двигуні — двигуни з поршнями, що автоматично регулюють ступінь стиску (ПАРСС), і двигуни з шатунами,

що автоматично регулюють ступінь стиску (ШАРСС). Однак, запропоновані конструкції не отримали розповсюдження внаслідок пониження ефективного ККД

при номінальному навантаженні при $\varepsilon = 8$, а також через ускладнення конструкції двигунів і ненадійність запропонованих пристроїв у роботі.

5.4 Процес згоряння

Згоряння палива — основний процес розрахункового циклу, при якому відбувається виділення теплоти, що перетворюється в двигуні в корисну механічну роботу. Самозаймання і згоряння палива представляють складний процес хімічного з'єднання горючих елементів палива з киснем повітря, який супроводжується виділенням теплоти. При розрахунку процесу згоряння палива проміжні фізико-хімічні зміни не розглядають, а враховують лише кінцеві результати хімічних реакцій.

Процес згоряння розраховують, виходячи з 1 кг спалюваного рідкого палива. Для зручності розрахунку кількість повітря і газоподібних продуктів згоряння, що утворюються, вимірюють в кіломолях, під якими розуміють кількість газу, маса якого в кілограмах дорівнює молекулярній масі даного газу.

Для визначення кінцевих параметрів процесу згоряння — максимальних значень тиску p_z і температури T_z необхідно, перш за все, визначити кількість повітря L , яке вводиться в циліндр для згоряння 1 кг палива, і кількість продуктів згоряння M , що утворилися, тобто розглянути термохімію процесу згоряння.

Термохімічні процеси згоряння

Прийmemo елементарний склад палива:

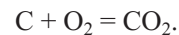
$$C + H + S + O = 1 \text{ кг},$$

де масові долі умовно позначені хімічними символами відповідних елементів, наприклад, для дизельного палива

середнього складу: $C=0,87$, $H=0,126$, $O=0,004$; бензину: $C=0,855$, $H=0,145$.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива L_0 визначається стехіометричними співвідношеннями, тобто рівняннями окислення складових частин палива при повному згорянні. З цих умов визначають кількість кисню, необхідну для повного згоряння C , H , S .

Як приклад, розглянемо рівняння реакції окиснення вуглецю C в CO_2 .



$$12 \text{ кгC} + 1 \text{ кмоль } O_2 = 1 \text{ кмоль } CO_2.$$

$$1 \text{ кгC} + 1/12 \text{ кмоль } O_2 = 1/12 \text{ кмоль } CO_2.$$

$$C \text{ кгC} + C/12 \text{ кмоль } O_2 = C/12 \text{ кмоль } CO_2.$$

З останньої рівності виходить, що для повного згоряння C кг вуглецю потрібно $C/12$ кмоль кисню, і в результаті згоряння буде отримано $C/12$ кмоль вуглекислого газу. Аналогічно можна визначити кількість кисню для згоряння водню і сірки та кількість продуктів їх згоряння. Загальну кількість кисню, необхідну для згоряння 1 кг рідкого палива, визначають в результаті підсумовування кількостей кисню, необхідного для згоряння кожного з горючих елементів.

Враховуючи, що в 1 кг палива міститься $O/32$ кмоль кисню, необхідну його молярну масу слід зменшити на величину $O/32$ кмоль.

Таким чином, теоретично необхідна молярна кількість кисню для спалювання 1 кг палива буде дорівнювати:

$$\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32}.$$

Повітря за об'ємом складається з 21 % O_2 і 79 % азоту N . Отже, теоретична необхідна молярна кількість повітря для спалювання 1 кг палива складе, кмоль/кг:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right). \quad (5.14)$$

Для дизельного палива середнього складу $L_0 = 0,495$ кмоль/кг.

Те ж значення в кілограмах на 1 кг палива буде:

$$L'_0 = \mu_n L_0 = 28,97 L_0,$$

де $\mu_n = 28,97$ — молекулярна маса повітря. Для дизельного палива середнього складу $L'_0 = 14,3$ кг повітря/кг палива.

Слід відмітити, що згоряння палива при теоретично необхідній кількості повітря є окремим випадком, що зустрічається тільки в карбюраторних двигунах, в яких пара легкого палива і повітря перемішуються інтенсивно в карбюраторі.

Через обмежений час на сумішоутворення в дизелях і недостатнє перемішування палива з повітрям паливо-повітряна суміш в камері згоряння виявляється неоднорідною. Щоб забезпечити якісне згоряння палива в дизелях, доводиться вводити в циліндр повітря в кількості, що перевищує теоретично необхідну, тобто дійсну кількість повітря $L > L_0$. Відношення дійсної кількості повітря L , що бере участь в процесі згоряння, до теоретично необхідної L_0 називається коефіцієнтом надлишку повітря α :

$$\alpha = L / L_0,$$

звідки

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right). \quad (5.15)$$

Згідно з експериментальними даними α для суднових дизелів знаходиться в наступних межах:

МОД — 2,2 ... 2,8,

СОД — 1,8 ... 2,4,

ВОД — 1,4 ... 2,0.

До складу суміші газів, що утворюються в кінці процесу згоряння, окрім продуктів згоряння горючих елементів палива CO_2 , H_2O і SO_2 входить кисень O_2 (внаслідок його надлишку) і азот N_2 (у горінні не бере участь).

Кількість продуктів згоряння, що утворюються при згорянні 1 кг палива, визначається приведеними раніше стехіометричними рівняннями згоряння, кг/моль:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}; \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2}; \quad M_{SO_2} = \frac{S}{32}.$$

Кількість надлишкового кисню O_2 в продуктах згоряння може бути визначена за кількістю надлишкового повітря:

$$L - L_0 = \alpha L_0 - L_0 = (\alpha - 1) L_0,$$

отже,

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1) L_0.$$

Остаточна кількість молей в продуктах згоряння, що приходить на інертний азот N_2 , який входить до складу повітря, дорівнює:

$$M_{N_2} = 0,79 L = 0,79 \alpha L_0.$$

Загальна кількість продуктів повного згоряння, 1 кг палива при $\alpha > 1$ визначається підсумовуванням всіх складових:

$$M = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \frac{S}{32} + (\alpha - 0,21) L_0. \quad (5.16)$$

Якщо позначити через $M_{\alpha=1}$ кількість продуктів згоряння 1 кг палива з теоретично необхідною кількістю повітря ($\alpha=1$) і назвати їх чистими продуктами згоряння (ЧПЗ), то

$$M_{\alpha=1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \frac{S}{32} + 0,79 L_0,$$

тоді

$$M = M_{\alpha=1} + (\alpha - 1) L_0.$$

З останнього виразу виходить, що продукти згоряння 1 кг палива даного складу при $\alpha > 1$ є сумішшю однієї і тієї ж кількості

кості ЧПЗ (для дизельного палива середнього складу $M_{\alpha=1} = 0,5265$ кмоль/кг) з надлишковою кількістю повітря $(\alpha - 1)L_0$.

Маса продуктів згоряння згідно закону збереження маси дорівнює сумі мас кількостей повітря і палива до згоряння, тоді як об'ємні кількості робочої суміші до згоряння і після нього не рівні.

Приріст об'єму продуктів згоряння (кількостей молей) відбувається внаслідок збільшення сумарної кількості молекул газоподібних продуктів згоряння і може бути визначений різницею:

$$\Delta M = M - L = M - (\alpha - 1)L_0$$

або

$$\Delta M = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \frac{S}{32} - \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{H}{4} + \frac{O}{32}.$$

Таким чином, приріст об'єму при згорянні не залежить від кількості повітря L , а визначається вмістом в паливі H і O .

В якості критерія, що оцінює приріст об'єму (числа молекул) продуктів згоряння, використовується введений

Є.К. Мазінгом теоретичний (хімічний) коефіцієнт молекулярної зміни β_0 , який представляє відношення кількості молей газоподібних продуктів згоряння M до кількості молей повітря L без урахування залишкових газів в циліндрі:

$$\beta_0 = \frac{M}{L} = \frac{L + \Delta M}{L} = 1 + \frac{\Delta M}{L} = 1 + \frac{8H + O}{32\alpha L_0}. \quad (5.17)$$

Наприклад, для дизельного палива середнього складу

$$\beta_0 = 1 + \frac{0,0639}{\alpha}.$$

з урахуванням наявності залишкових газів M_r , тобто

$$\beta = \frac{M + M_r}{L + M_r} = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \quad (5.18)$$

Як видно з цієї формули, для дизелів β_0 завжди більше одиниці і зменшується при збільшенні α за залежністю, що має гіперболічний характер. Зростання об'єму ΔM і β_0 є позитивним чинником, який дещо збільшує корисну роботу газів при розширенні продуктів згоряння в циліндрі двигуна. Окрім перерахованих вище компонентів у складі продуктів згоряння містяться залишкові гази M_r , які залишились в циліндрі від попереднього циклу і впливають на зміну об'єму продуктів згоряння. Тому вводиться поняття розрахункового (дійсного) коефіцієнта молекулярної зміни β , який представляє відношення числа молей газу після згоряння до числа молей свіжого повітря

Значення розрахункового коефіцієнта молекулярної зміни лежать в межах $\beta = 1,04 \dots 1,06$.

Величини коефіцієнтів молекулярної зміни, які визначаються за формулами (5.17) і (5.18), дають їх максимальне значення для кінця процесу повного згоряння. Для проміжного моменту процесу згоряння, якщо позначити через x частину палива, яке згоріло до моменту часу t від початку займання, можна записати як $\Delta M_x = x \cdot \Delta M$.

Число молей продуктів згоряння:

$$M_x = L + \Delta M_x.$$

Розрахунковий коефіцієнт молекулярної зміни β_x :

$$\beta_x = \frac{M_x + M_r}{L + M_r} = \frac{L + x \cdot \Delta M + M_r}{L + M_r} = 1 + \frac{\Delta M}{L + M_r} \cdot x = 1 + \frac{\Delta M/L}{1 + \gamma_r} \cdot x.$$

Оскільки $\frac{\Delta M}{L} = \beta_0 - 1$, отримаємо кінцеву формулу розрахункового коефіцієнту молекулярної зміни β_x для проміжного моменту процесу згоряння у вигляді:

$$\beta_x = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \cdot x. \quad (5.19)$$

З цієї формули виходить, що на лінії стиску і в початковий момент займання, тобто при $x = 0$, $\beta_x = 1$, а в кінці процесу згоряння при $x = 1$, β_x досягає максимального значення, рівного β .

При проведенні практичних розрахунків робочого циклу слід мати на увазі, що $\beta_0 > \beta > \beta_x$.

Для підвищення точності розрахунку процесу згоряння та інших процесів робочого циклу слід враховувати залежність теплоємності робочого тіла від його температури і хімічного складу. У розрахунках робочого циклу (за методом Гріневельського-Мазінга) використовуються поняття середньої молярної ізобарної теплоємності c_p і середньої молярної ізохорної теплоємності c_v , і різниця між ними, як відомо, є величина постійна і рівна для одного моля:

$$c_p - c_v = 8,314 \text{ кДж/моль} \cdot \text{град.}$$

Підрахунок теплоємностей продуктів згоряння на підставі табличних даних, як сумішей декількох складових, досить складний, проте, його можна спростити, виходячи з таких міркувань.

Застосовані в суднових ДВЗ сорти рідкого палива мають приблизно однаковий елементарний склад: С = 0,84 ... 0,88, Н = 0,11 ... 0,15, S = 0,001 ... 0,005, О = 0,001 ... 0,003. При згорянні таких палив з теоретично необхідною кількістю повітря ($\alpha = 1$) утворюються чисті продукти згоряння $M_{\alpha=1}$, склад яких, а отже, й теплоємність, мало відрізняються один від одного для різних сортів палива. Тому

значення теплоємностей ЧПЗ для дизельного палива середнього складу можна підрахувати наперед і потім розглядати продукти згоряння при будь-якому іншому коефіцієнті надлишку повітря $\alpha > 1$ як суміш тільки двох складових — надлишкового повітря $(\alpha - 1)L_0$ і чистих продуктів згоряння $M_{\alpha=1}$.

Результати підрахунку середніх молярних теплоємностей ЧПЗ також наводяться у відповідних таблицях, проте, користуватись цими таблицями дещо незручно. В цілях спрощення розрахунків дійсний характер зміни теплоємності від температури апроксимується лінійною залежністю виду $c = a + bT$, де a і b — емпіричні коефіцієнти.

Середня молярна ізохорна теплоємність сухого повітря може бути визначена за формулою:

$$c'_v = 19,26 + 0,0025T. \quad (5.20)$$

Середня молярна ізохорна теплоємність ЧПЗ для палива середнього елементарного складу:

$$c''_v = 20,47 + 0,0036T. \quad (5.21)$$

Похибка в розрахунках теплоємностей за цими емпіричними формулами не перевищує 1 %.

Інколи, наприклад, при математичному моделюванні робочих процесів, використовують значення теплоємностей, які вибирають із таблиць в спеціальній літературі або підраховують за емпіричними формулами, що апроксимують дійсний характер зміни теплоємності від температури.

Ізохорна теплоємність повітря може бути визначена, наприклад, за формулою, яка отримана в результаті апроксимації табличних значень теплоємності рівнянням квадратичної функції:

$$c'_v = 0,62706 + 2,77600 \cdot 10^{-4}T - 5,41100 \cdot 10^{-8}T^2, \text{ кДж/кг} \cdot \text{К.}$$

Ізохорна теплоємність ЧПЗ:

$$c_v'' = 0,64435 + 4,16570 \cdot 10^{-4} T - 8,97061 \cdot 10^{-8} T^2, \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}.$$

В результаті згоряння палива при $\alpha > 1$ в циліндрі утворюється газова суміш, що складається з ЧПЗ і повітря, не використаного при згорянні.

Визначимо теплоємність такої суміші, коли частка палива дорівнює x від всієї кількості, впорснутої в циліндр. Кількість залишкових газів в циліндрі відносно невелика, тому можна прийняти, що вони складаються із $\frac{M_r}{\alpha}$ ЧПЗ і $M_r(1 - \frac{1}{\alpha})$ свіжого повітря. Тоді в довільний момент згоряння при частці згорілого палива x

загальна кількість ЧПЗ з урахуванням залишкових газів складатиме:

$$L_0 + x\Delta M + \frac{M_r}{\alpha} = L_0 \left[\left(1 + \frac{\Delta M}{L_0} \right) x + \gamma_r \right].$$

Відношення $\Delta M/L_0$ для даного складу палива є постійною величиною, наприклад, для палива середнього складу:

$$\frac{\Delta M}{L_0} = \frac{0,316}{0,495} = 0,064.$$

Отже, якщо позначити $1 + \frac{\Delta M}{L_0}$ коефіцієнт m , то кількість ЧПЗ в даний момент дорівнює $L_0(mx + \gamma_r)$, а кількість повітря в цей же момент:

$$\alpha L_0 - L_0 x + M_r - \frac{M_r}{\alpha} = L_0 [\alpha(1 + \gamma_r) - (x + \gamma_r)].$$

Теплоємність суміші ЧПЗ і надлишкового повітря, що не взяло участі в згорянні, при частці згорілого палива x визначається згідно правила змішування газів за формулою:

$$c_{v_{cm}}'' = \frac{(mx + \gamma_r)c_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x + \gamma_r)]c_v'}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1)x} = a_{cm} + b_{cm}T. \quad (5.22)$$

Формула (5.22) дійсна для будь-якого моменту циклу, але вид її перетворюється залежно від конкретного значення x .

Запишемо формули для визначення теплоємності суміші для характерних точок циклу. Для процесу стиснення, коли $x = 0$:

$$c_{vc}'' = \frac{\gamma_r c_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r]c_v'}{\alpha(1 - \gamma_r)} = a_{vc} + b_c T. \quad (5.23)$$

В кінці видимого згоряння (у точці z розрахункового циклу), коли $x = x_z$:

$$c_{vz}'' = \frac{(mx_z + \gamma_r)c_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)]c_v'}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1)x_z} = a_{vz} + b_z T. \quad (5.24)$$

В кінці процесу розширення (у точці b розрахункового циклу), коли $x = 1$:

$$c_{vb}'' = \frac{(m + \gamma_r)c_v'' + (\alpha - 1)(1 + \gamma_r)c_v'}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b T. \quad (5.25)$$

Термодинаміка процесу згоряння

При термодинамічному аналізі ідеальних циклів приймають, що процес згоряння в двигуні проходить спочатку при $V = \text{const}$, а потім при $p = \text{const}$, тобто за циклом зі змішаним підводом тепла. В реальному процесі з моменту подачі палива в циліндр відбуваються складні фізичні і хімічні процеси займання і згоряння палива. Характер змінювання тиску в часі реального процесу згоряння, як це видно із розгорнутої індикаторної діаграми (рис. 5.5), різко відрізняється від ідеального циклу зі змішаним підводом тепла. Дійсно, лінія згоряння $c-y-z$ представляє безперервну плавну криву, в якій відсутні ділянки згоряння, що відбувається як при постійному об'ємі, так і при постійному тиску.

Якщо в основу розгляду реального процесу згоряння покласти змінювання тиску циклу за кутом повороту колінчатого валу $p = f(\phi)$ або, іншими словами, розгорнуту індикаторну діаграму, то весь процес займання і згоряння палива можна умовно розбити на декілька фаз.

Перша фаза (I) охоплює проміжок часу від моменту фактичного надходження палива в циліндр (точка d) до моменту різкого нарощування тиску (точка c),

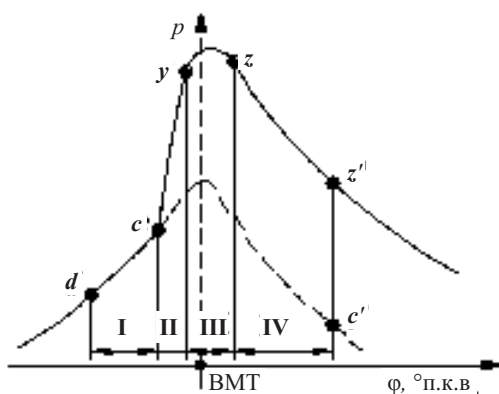


Рисунок 5.5. Розгорнута індикаторна діаграма процесу згоряння

з якої починається відрив лінії згоряння ($c-y$) від лінії стиску ($c-c'$), що приймається умовно за початок займання. Перша фаза, відповідно, представляє період затримки займання τ_i , на протязі якого відбуваються фізико-хімічні процеси підготовки палива до самозаймання і відсутнє видиме підймання тиску в порівнянні з лінією стиску.

Тривалість періоду затримки займання вимірюється або в $^{\circ}\text{п.к.в.}$, або в секундах $\tau_i = \phi_i / 6n$ с та знаходиться в межах від 0,001 до 0,005 с (n — частота обертання) або 10 ... 30 $^{\circ}\text{п.к.в.}$

В період затримки займання в циліндр впорскується від 40 до 70 % циклової подачі палива (в форсованих ВОД інколи до 80 ... 90 %), яке випаровується і створює початкові вогнища займання.

Тривалість фази I має значний вплив на характер всього подальшого процесу згоряння.

Друга фаза (II) відповідає періоду $c-y$ різкого нарощування тиску. Початок другої фази співпадає з кінцем першої (точка c), а за кінець другої фази умовно приймають значення швидкого нарощування тиску (точка y). Фаза II характеризується вибухоподібним займанням і згорянням палива, впорскнутого в циліндр за фазу I, а також того, що поступило за фазу II. Займання відбувається шляхом швидкого розповсюдження полум'я по всьому об'єму камери згоряння при положенні поршня поблизу ВМТ, тобто майже при постійному об'ємі.

В якості критерію інтенсивності згоряння за другу фазу приймають швидкість нарощування тиску, що представляє відношення нарощування тиску газів Δp за яку-небудь частину процесу до відповідного приросту кута повороту колінчатого валу $\Delta\phi$:

$$w' = \frac{\Delta p}{\Delta \phi}, \text{ МПа}/^{\circ}\text{п.к.в.}$$

Величина середньої швидкості нарощування тиску за всю другу фазу:

$$w_{cp} = \left(\frac{\Delta p}{\Delta \phi} \right)_{cy} = \frac{p_y - p_c}{\phi_y - \phi_c},$$

де індекси c і y відповідають початку і кінцю другої фази.

Дійсна швидкість нарощування тиску для будь-якої точки процесу:

$$w = \frac{dp}{d\phi}.$$

Швидкість нарощування тиску визначає якість процесу згоряння. Інколи вона називається «жорсткістю» роботи двигуна. При малій w двигун працює м'яко, тихо, без будь-яких стуків. При великій швидкості нарощування тиску двигун, навпаки, працює жорстко, зі стуком. За експериментальними даними для різних типів двигунів швидкість нарощування тиску w складає:

МОД — 0,3 ... 0,6 МПа/°п. к. в.;

СОД — 0,7 ... 1,1 МПа/°п. к. в.;

ВОД — 0,9 ... 1,4 МПа/°п. к. в.

Для порівняння, в карбюраторних двигунах $w = 0,08 ... 0,1$ МПа/°п. к. в.

Цим і пояснюється більш тиха робота карбюраторних двигунів у порівнянні з дизельними двигунами.

Третя фаза (III) відповідає періоду незначного і плавного змінювання тиску в циліндрі $y-z$. За час третьої фази звичайно закінчується подача палива, повністю згоряє паливо, що поступило за другу і частково за третю фази. Ця фаза характеризується найбільш інтенсивним протіканням процесу згоряння по всьому об'ємі камери згоряння при найбільшій швидкості виділення тепла:

$$\left(\frac{dq}{d\phi} \right)_{\max} = \text{const.}$$

Четверта фаза (IV) продовжується від точки z до точки z' і відповідає періоду догоряння палива чи завершенню згоряння палива (яке не встигло згоріти за II та III фази) на лінії розширення при безперервному пониженні тиску в циліндрі внаслідок низхідного руху поршня. Період догоряння, за експериментальними даними, спостерігається майже у всіх двигунах, причому у тихохідних і малофорсованих він більш короткий, а в швидкохідних і форсованих — більш довгий. Момент закінчення згоряння палива можна визначити із аналізу процесу тепловиділення на лінії розширення. В високофорсованих двигунах на режимах повного навантаження догоряння інколи продовжується до моменту початку відкриття газовипускних органів, що на практиці можна наглядно спостерігати, коли з випускної труби вилітає сніп іскор.

Аналіз процесу згоряння шляхом поділу розгорнутої в часі індикаторної діаграми на окремі фази є умовним і тільки в першому наближенні відображає складні фізико-хімічні процеси, що відбуваються в циліндрі двигуна.

Більш повна і глибока характеристика окремих фаз процесу згоряння може бути отримана тільки шляхом дослідження і сумісного аналізу кривих тепловиділення і швидкості згоряння та характеристик подачі палива в циліндрі.

Методика теплового розрахунку робочого циклу Гриневецького-Мазінга заснована на термодинамічному опису процесу згоряння в припущенні, що дійсний характер зміни тиску в циліндрі залежно від об'єму циліндра умовно замінюється ізохорним cy та ізобарним yz процесами підвода теплоти (рис. 5.6), а ділянка $c-y-z$ називається періодом видимого згоряння палива.

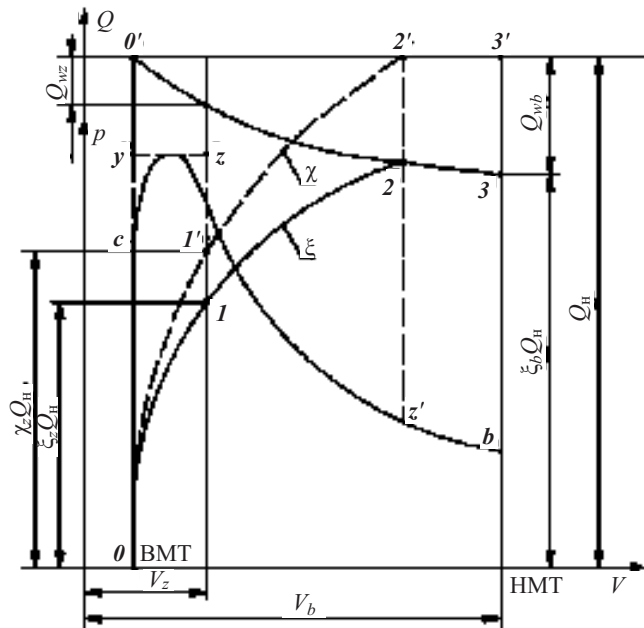


Рисунок 5.6. Схема процесів згоряння і розширення, характеристики коефіцієнтів виділення і використання теплоти

Теплота, що виділяється при згорянні палива, використовується для підвищення енергії робочого тіла, а також для здійснення зовнішньої механічної роботи. Згоряння палива супроводжується неминучими втратами теплоти на неповноту згоряння, дисоціацію продуктів згоряння і в систему на охолодження стінок циліндра.

Неповнота згоряння $Q_{\text{нз}}$ обумовлена тим, що, по-перше, частина поданого палива не встигає згоріти на ділянці $c-y-z$, по-друге, гази містять деяку кількість продуктів неповного згоряння. В обох випадках на кривій розширення спостерігається догоряння палива, отже, неповнота згоряння до точки z не зумовлює загальну неповноту згоряння за весь цикл (до точки z').

Дисоціація продуктів згоряння, тобто розщеплювання деяких складних з'єднань на більш прості, що супроводжується поглинанням теплоти і пониженням

температури кінця згоряння, спостерігається тільки при високій температурі (понад 2000 К). Теплота, витрачена на дисоціацію, не є повністю втраченою, оскільки при зниженні температури на кривій розширення може відбуватися відновлення молекул, що розпалися. Проте, ефективність її використання низька, оскільки теплота підводиться при нижчій температурі в порівнянні з температурою, при якій відбувається дисоціація.

Показником оцінки кількості теплоти, що виділялася при згорянні, служить коефіцієнт виділення теплоти χ , який є часткою теплоти згоряння, що виділилася до даного моменту робочого процесу і враховує втрати тепла від неповноти згоряння $Q_{\text{нз}}$ і втрати теплоти на дисоціацію $Q_{\text{дис}}$:

$$\chi = \frac{Q_{\text{н}} - (Q_{\text{нз}} + Q_{\text{дис}})}{Q_{\text{н}}},$$

де Q_n — нижча теплотворна спроможність палива.

Коефіцієнт χ залежить від досконалості процесів займання та згоряння і змінюється від $\chi = 0$ (початок процесу в точці c) до $\chi = 1$ (кінець догоряння палива в точці z' на кривій розширення). Характер змінювання коефіцієнта виділення теплоти залежно від об'єму циліндра зображено пунктирною лінією $0-I'-2'$ на рис. 5.6.

Частка теплоти згоряння, яка використовується на підвищення внутрішньої енергії робочого тіла і здійснення роботи на лініях згоряння і розширення, оцінюється коефіцієнтом використання теплоти ξ з урахуванням втрат теплоти в охолоджуючу воду Q_w :

$$\xi = \frac{Q_n - (Q_{нз} + Q_{днз} + Q_w)}{Q_n} = \chi - \frac{Q_w}{Q_n}, \quad (5.26)$$

який враховує всі втрати теплоти, які є при згорянні палива. Отже, для довільної точки згоряння-розширення можна записати:

$$\xi Q_n = \chi Q_n - Q_w.$$

Таким чином, крива $0-I-2-3$ (див. рис. 5.6) коефіцієнта використання теплоти може бути отримана шляхом віднімання з кривої коефіцієнта виділення теплоти $\chi = f(V)$ втрат на тепловіддачу в воду Q_w .

Для кінця видимого згоряння (точки z):

$$\xi_z Q_n = \chi_z Q_n - Q_{wz},$$

а для кінця процесу розширення:

$$\xi_b Q_n = Q_n - Q_{wb}.$$

У розрахунках робочих процесів застосовують значення коефіцієнтів використання теплоти, відповідні точкам z і b розрахункового циклу. Значення цих коефіцієнтів залежать від досконалості процесу згоряння і втрат теплоти в період згоряння. Згідно з експериментальними даними значення коефіцієнтів використання теплоти для різних суднових ДВЗ наступні:

	ξ_z	ξ_b
МОД з $S/D > 4$	0,92 ... 0,96	0,95 ... 0,98
МОД	0,82 ... 0,87	0,88 ... 0,95
СОД	0,75 ... 0,85	0,86 ... 0,92
ВОД	0,7 ... 0,8	0,80 ... 0,87

Завданням розрахунку процесу згоряння є визначення параметрів робочого тіла в кінці видимого згоряння палива в точці z : максимального тиску p_z , максимальної температури T_z і об'єму циліндра V_z або ступеня попереднього розширення.

Температура робочого тіла в кінці видимого згоряння визначається з рішення рівняння першого закону термодинаміки, яке стосовно процесу згоряння може бути виражене в кінцевих різницях у вигляді:

$$\Delta Q_{cyz} = \Delta U_{cz} + L_{yz}. \quad (5.27)$$

В цілях спрощення виведення рівняння згоряння приймають припущення про те, що тепловий ефект реакції згоряння від температури реагуючих речовин не залежить. Тоді згідно визначенню коефіцієнта використання теплоти кількість теплоти, що витрачається при згорянні 1 кг палива на підвищення внутрішньої енергії робочого тіла і здійснення зовнішньої роботи на ділянці $c-y-z$ може бути виражена у вигляді:

$$\Delta Q_{cyz} = \xi_z \cdot Q_n. \quad (5.28)$$

Приріст внутрішньої енергії робочого тіла можна записати як різницю внутрішніх енергій в точках z і c :

$$\Delta U_{cz} = U_z - U_c = M_z c_{vz}'' T_z - M_c c_{vc}'' T_c.$$

Кількість продуктів згоряння M_z в точці z можна визначити з наступного виразу, використовуючи поняття коефіцієнта молекулярної зміни β_z :

$$M_z = \beta_z M_c = \beta_z L(1 + \gamma_r).$$

Як відомо,

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} x,$$

де x — частка тепла, що згоріла в точці z .

Якщо прийняти, що частка корисно використаної теплоти пропорційна частці палива, що згоріло, то для точки z частку палива, що згоріло, можна виразити як відношення $x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$.

Кількість суміші в точці c :

$$M_c = L + M_r = L(1 + \gamma_r).$$

З урахуванням виразів для M_z і M_c :

$$\Delta U_{cuz} = \beta_z L(1 + \gamma_r) c''_{vz} T_z - L(1 + \gamma_r) c''_{vc} T_c. \quad (5.29)$$

Середня молярна ізохорна теплоємність продуктів згоряння c''_{vz} може бути визначена за раніше отриманою форму-

$$\frac{\xi_z Q_n}{\alpha L_0} + [c'_v + 8,314\lambda + \gamma_r(c''_v + 8,314\lambda)] T_c = \beta_z(1 + \gamma_r) c''_{pz} T_z. \quad (5.31)$$

В результаті підстановки в рівняння (5.31) всіх числових значень відомих величин ξ_z , Q_n , α , L_0 , γ_r , c'_v , c''_v та ін., а також лінійної залежності c''_{pz} від шуканої температури T_z за раніше отриманою формулою (5.24) рівняння згоряння приводиться до квадратичного рівняння вигляду:

$$AT_z^2 + BT_z - C = 0. \quad (5.32)$$

Як відомо, таке рівняння має два розв'язки:

$$T_{z,1,2} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}.$$

Але, враховуючи ту обставину, що в циліндрі двигуна може бути тільки одна температура, то рівняння (5.32) краще вирішувати методом послідовних наближень. Для цього перепишемо рівняння у вигляді:

$$T_z = \frac{C}{AT_z + B}. \quad (5.33)$$

лою (5.24), а середня молярна теплоємність суміші c'_{vc} в точці c — за формулою (5.23).

Теплоту, еквівалентну роботі ізобарного процесу yz , визначають таким чином:

$$\begin{aligned} L_{yz} &= p_z V_z - p_y V_y = p_z V_z - \lambda p_c V_c = \\ &= 8,314 M_z T_z - 8,314 \lambda M_c T_c = \\ &= 8,314 \beta_z L(1 + \gamma_r) T_z - \\ &\quad - 8,314 \lambda L(1 + \gamma_r) T_c. \end{aligned} \quad (5.30)$$

Підставляючи вирази (5.28), (5.29) і (5.30) в рівняння (5.27) і виконуючи відповідні перетворення, а також враховуючи співвідношення між ізобарною та ізохорною теплоємностями $c''_p = c''_v + 8,314$, отримаємо такий кінцевий вигляд рівняння:

Підставимо в праву частину довільне значення температури T_z в межах 1700...2100 К і знайдемо нове значення T_z ; останнє знову підставимо в праву частину формули (5.33). Цей процес повторюється до того часу, доки два послідовно отриманих значення T_z не співпадуть. Звичайно буває достатньо двох-трьох наближень. Підвищення температури T_z вище 2100 К небажано через можливість значної дисоціації продуктів згоряння, яка до 2100 К не перевищує 2%.

Значення максимального тиску згоряння p_z звичайно приймається за прототипом проектного двигуна або визначається з виразу $p_z = \lambda p_c$ після попереднього вибору ступеня підвищення тиску λ . При проведенні практичних розрахунків краще вибирати значення p_z за прототипом, щоб не перевищити механічну напруженість основних деталей.

Об'єм циліндра V_z в кінці видимого згоряння визначається залежно від ступеня попереднього розширення ρ :

$$V_z = \rho V_c.$$

Ступінь попереднього розширення ρ може бути визначений в результаті сумісного вирішення рівняння стану газу в точках z і c :

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}. \quad (5.34)$$

В судових ДВЗ значення ρ знаходиться в межах 1,2...1,6.

За експериментальними даними, середні значення максимального тиску p_z , максимальної температури T_z , а також ступеня підвищення тиску λ для різних типів судових ДВЗ знаходяться в таких межах:

	p_z , МПа	T_z , К	λ
МОД	8...18	1700...1900	1,15...1,35
СОД	10...20	1800...2000	1,3...1,5
ВОД	12...24	1900...2100	1,4...1,8

5.5 Процес розширення

В процесі розширення відбувається основний робочий (корисний) хід поршня, коли він рухається від ВМТ до НМТ. На ділянці $y-z$ (рис. 5.7) розрахункового циклу збільшення об'єму робочого тіла супроводжується підведенням до нього теплоти. Тиск в циліндрі приймають постійний.

В розрахунковому циклі вважається, що процес розширення починається

в кінці видимого згоряння в точці z , внаслідок чого відбувається політропне пониження тиску і температури.

В дійсному циклі розширення закінчується в момент відкриття випускних вікон або клапанів. В розрахунковому циклі кінець розширення відносять до точки b , розташованої в НМТ в чотиритактних двигунах і на рівні верхньої кромки випускних вікон — в двотактних.

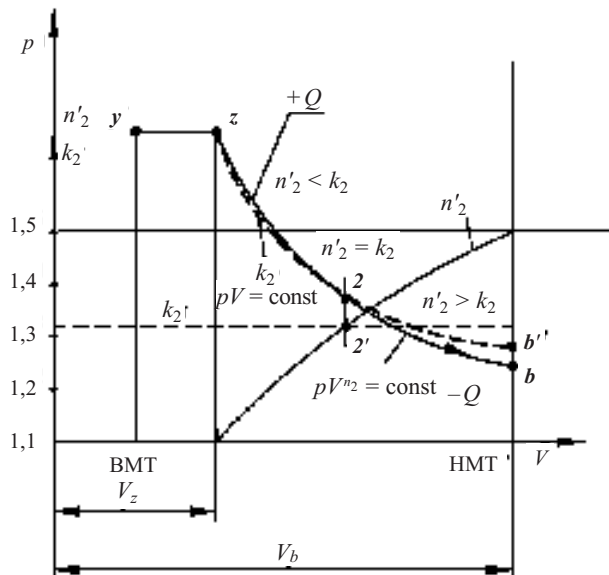


Рисунок 5.7. Схема процесу розширення в теоретичному і розрахунковому циклах

В теоретичному циклі процес розширення відбувається за адіабатним законом $pV^{k_2} = \text{const}$. В дійсності процес розширення має складний характер. На нього впливає теплообмін газів, що розширюються, зі стінками циліндра; догорання в першій частині процесу, яке іноді розтягується на весь процес, можливість витоку газів через нещільність поршневих кілець і відновлення (рекомбінації) деякої кількості продуктів дисоціації, що виникає в процесі згоряння. Все це обумовлює зміну показника політропи розширення.

В першій частині процесу внаслідок підведення теплоти від догорання і відновлення продуктів дисоціації показник політропи розширення n'_2 менше показника адіабати $k_2 = 1,33$ і досягає значень, рівних 1,1.

В міру переміщення поршня до НМТ процес догорання палива стає менш інтенсивним, а віддача теплоти стінкам через велику поверхню охолодження зростає. При цьому показник політропи розширення безперервно збільшується. При деякому положенні поршня підвод теплоти за рахунок догорання палива і відновлення продуктів дисоціації стає рівним віддачі теплоти стінкам циліндра, а миттєве значення показника політропи n'_2 досягає значення показника адіабати, тобто $n'_2 = k_2$ (точка 2). Це і є точка миттєвого адіабатного стану. При подальшому розширенні переважаюче значення має відведення теплоти в стінки циліндра, показник n'_2 стає вищим за показник адіабати k_2 і в міру наближення поршня до НМТ збільшується до 1,4...1,5; на цьому відрізку політропа іде крутіше, ніж адіабата. Таким чином, процес розширення в реальному двигуні здійснюється за політропою із залежним показником n'_2 від 1,1 до 1,5.

У зв'язку зі складністю урахування всіх чинників, що впливають на процес розширення, для визначення параметрів газу в процесі розширення використовують політропу із середнім показником n_2 , що є постійним за процес розширення і дає таку ж роботу, як при дійсному розширенні зі змінним показником політропи.

Основними параметрами процесу розширення є: середній показник політропи n_2 , тиск p_b і температура T_b в кінці процесу розширення, а також об'єм V_b або ступінь подальшого розширення δ .

Середній показник політропи розширення n_2 може бути визначений за допомогою рівняння політропи розширення на початку і в кінці процесу розширення за індикаторною діаграмою, знятою експериментально з працюючого двигуна:

$$p_z V_z^{n_2} = p_b V_b^{n_2}.$$

В результаті логарифмування і перетворення цього рівняння отримуємо:

$$n_2 = \frac{\lg p_z - \lg p_b}{\lg V_b - \lg V_z}.$$

На етапі проектування двигуна середній показник політропи розширення n_2 визначають з рівняння першого закону термодинаміки, яке стосовно процесу розширення на ділянці zb може бути записано в кінцевих різницях в наступній формі:

$$\Delta Q_{zb} = \Delta U_{zb} + L_{zb}. \quad (5.35)$$

В процесі розширення в циліндрі одночасно відбувається підведення теплоти до робочого тіла внаслідок догорання палива і відведення її від робочого тіла в результаті теплообміну зі стінками циліндра. Результуюча кількість теплоти, підведена до робочого тіла в процесі розширення ΔQ_{zb} і віднесена до 1 кг поданого палива, може бути виражена рівнянням:

$$\Delta Q_{zb} = Q_H(\xi_b - \xi_z). \quad (5.36)$$

Зміна внутрішньої енергії робочого тіла в процесі розширення ΔU_{zb} може бути визначена як різниця значень внутрішньої енергії в кінцевій і початковій точках процесу:

$$\Delta U_{zb} = U_b - U_z = M_b c_{vb}'' T_b - M_z c_{vz}'' T_z.$$

Оскільки

$$M_b = \beta M_c = \beta L(1 + \gamma_r) \text{ і } M_z = \beta_z M_c = \beta_z L(1 + \gamma_r),$$

то

$$\Delta U_{zb} = \beta L(1 + \gamma_r) \left(c_{vb}'' T_b - \frac{\beta_z}{\beta} c_{vz}'' T_z \right). \quad (5.37)$$

Кількість теплоти L_{zb} , еквівалентна роботі політропного розширення, може бути виражена рівнянням:

$$n_2 - 1 = \frac{8,314 \left(\frac{\beta_z}{\beta} T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H(\xi_b - \xi_c)}{L(1 + \gamma_r)\beta} + \frac{\beta_z}{\beta} (a_{vz} + b_z T_z) T_z - (a_{vb} + b_b T_b) T_b}. \quad (5.39)$$

Підставивши відповідні чисельні значення у вираз (5.39), можна привести до вигляду:

$$n_2 - 1 = \frac{A - 8,314 T_b}{B - (a_{vb} + T_b) T_b} \quad (5.40)$$

і вирішувати методом послідовного наближення спільно з рівнянням політропи розширення:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}. \quad (5.41)$$

Для цього, задаючись значеннями $T_b = 900 \dots 1200$ К з виразу (5.40), знаходять перше наближення $n_2 - 1$, а з рівняння (5.41) — перше наближення для T_b . Повторюючи це 2–3 рази, отримують одразу обидва шукані параметри — середній показник політропи розширення n_2 і температуру кінця розширення T_b .

Тиск продуктів згоряння в кінці процесу розширення p_b визначається з рівняння політропи розширення:

$$L_{zb} = \frac{1}{n_2 - 1} (p_z V_z - p_b V_b).$$

З урахуванням рівнянь стану газу в точках z і b , а також понять β і β_z це рівняння можна привести до наступного вигляду:

$$L_{zb} = \frac{8,314}{n_2 - 1} L(1 + \gamma_r) \beta \left(\frac{\beta_z}{\beta} T_z - T_b \right). \quad (5.38)$$

Після підстановки виразів (5.36), (5.37), (5.38) у рівняння (5.35), заміни молярних теплоємностей c_{vb}'' і c_{vz}'' їх лінійними залежностями від температури згідно рівнянням (5.25) і (5.24) та рішенням рівності відносно $n_2 - 1$ отримаємо:

$$p_b V_b^{n_2} = p_z V_z^{n_2},$$

звідки

$$p_b = \frac{p_z}{\left(\frac{V_b}{V_z} \right)^{n_2}} = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}.$$

Температуру продуктів згоряння в кінці процесу розширення T_b можна знайти із характеристичних рівнянь стану газу для точок z і b :

$$p_z V_z = 8,314 M_z T_z \text{ і } p_b V_b = 8,314 M_b T_b.$$

Приймаючи в першому наближенні $M_z = M_b$, можна знайти, що

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}.$$

Об'єм в точці b $V_b = \delta V_z$, звідки

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{\frac{V_b}{V_c}}{\frac{V_z}{V_c}} = \frac{\varepsilon}{\rho}.$$

Згідно експериментальних даних, параметри кінця процесу розширення для різних типів двигунів складатимуть такі значення:

	p_b , МПа	T_b , К	n_2
МОД	0,3...0,8	900...1000	1,32...1,25
СОД	0,4...0,9	1000...1100	1,27...1,22
ВОД	0,5...1,0	1100...1200	1,22...1,15

5.6 Процес випуску

В процесі випуску продукти згоряння видаляються із циліндра, за рахунок чого забезпечується здійснення подальших робочих циклів. Протікання процесу випуску в чотиритактних і двотактних двигунах відрізняється.

В чотиритактних двигунах процес випуску розділяють на три фази (рис. 5.8) в залежності від основної причини, яка викликає видалення продуктів згоряння з циліндра:

Фаза I (ділянка $b'-b$) — після відкриття випускного клапана приблизно до НМТ газу видаляються із циліндра за рахунок перепаду тисків в циліндрі і випускному колекторі.

Фаза II (ділянка $b-r$) — при русі поршня від НМТ до ВМТ газу виштовхуються поршнем на протязі всього ходу.

Фаза III (ділянка $r-r'$) — продукти згоряння видаляються із циліндра за рахунок відсмоктуючої дії стовпа відпрацьованих газів, які рухаються з великою швидкістю по випускному трубопроводу.

В двотактних двигунах видалення продуктів згоряння із циліндра і його наповнення свіжим зарядом відбувається одночасно за рахунок повітря, яке поступає із продувного ресивера. Особливості процесів очищення і наповнення циліндрів зводяться до наступного:

1) процеси газообміну відбуваються лише в кінці робочого ходу і на початку ходу стиску, займаючи всього 120...140 °п.к.в;

2) для газообміну необхідний попередній стиск повітря в компресорі до тиску,

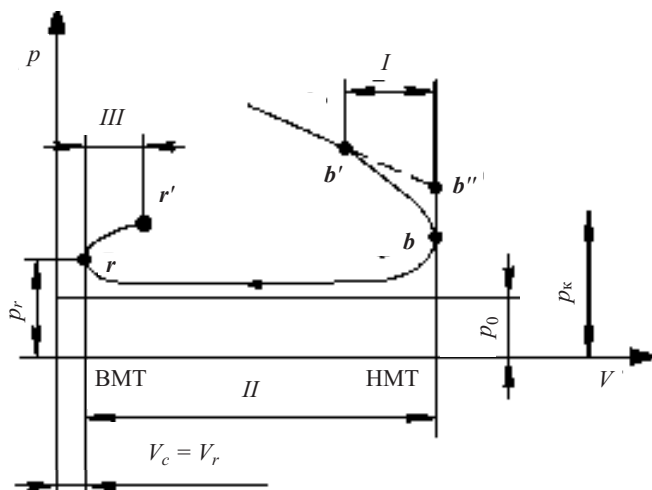


Рисунок 5.8. Схема процесу випуску в чотиритактному двигуні

що перевищує тиск газів у випускному колекторі в період продувки циліндра;

3) функції керування процесами газообміну виконує поршень, який відкриває і закриває випускні та продувні вікна. При прямоточно-клапанній системі газообміну випуском керують випускні клапани.

Процес випуску в двотактних двигунах можна також розділити на три фази (рис. 5.9):

Фаза I (ділянка $b-d$) — вільний випуск продуктів згоряння, при якому гази із циліндра видаляються за рахунок перепаду тисків між циліндром і випускним трубопроводом. Вільний випуск газів починається з моменту відкриття поршнем випускних вікон (точка b) і закінчується в момент відкриття поршнем продувних вікон (точка d). Вільний випуск за тривалістю складає відносно невелику частку по відношенню до всього періоду випуску. Але за цей відносно невеликий проміжок часу тиск в циліндрі швидко падає від значення на початку випуску p_b до значення p_k , при якому починається продувка.

Фаза II (ділянка $d-\theta-s$) — примусовий випуск. За цю фазу відбувається два одночасних взаємопов'язаних процеси:

надходження із продувного ресиверу стисненого повітря і витікання в випускний колектор витіснених продувним повітрям продуктів згоряння. Ця фаза відбувається при стабільному збереженні співвідношення тисків $p_k > p_c > p_r$.

Фаза III (ділянка $s-a$) — втрата заряду, якщо випускні органи закриваються після продувних (в безклапанних системах продувок), або дозарядка, якщо випускні вікна закриваються раніше продувних (в клапанних системах). Ця фаза може бути відсутня, якщо продувні і випускні органи закриваються одночасно.

Основними параметрами випуску є: коефіцієнт залишкових газів γ_r , тиск $p_r(p_T)$, температура $T_r(T_T)$ в кінці процесу випуску.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r , що характеризує процес очищення циліндра, має значний вплив на наповнення циліндра свіжим повітрям. Поняття про коефіцієнт залишкових газів і аналітичний вираз для нього вперше дав В.І. Гриневецький.

Якщо в чотиритактному двигуні без наддуву прийняти в першому наближенні об'єм залишкових газів V_r при тиску p_r і температурі T_r однаковим об'єму

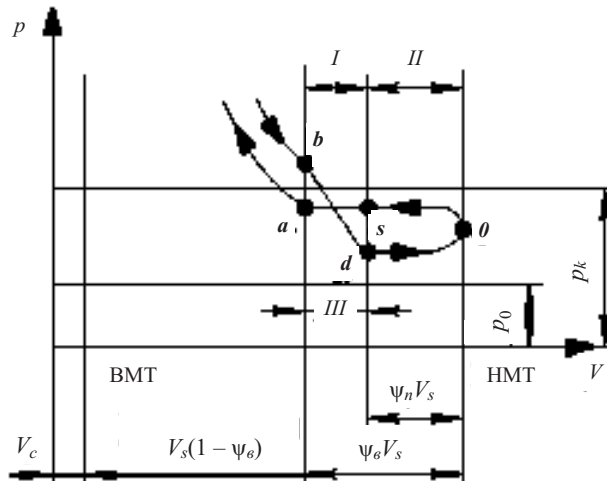


Рисунок 5.9. Схема процесу випуску в двотактному двигуні

камери стиску $V_r \approx V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}$ (див. рис. 5.8) і, крім того, знехтувати наявністю перекриття впускних і випускних клапанів, то згідно характеристичному рівнянню можна написати:

$$L = \frac{p_0 V_0}{8,314 T_0} = \frac{p_0 V_s \eta_n}{8,314 T_0};$$

$$M_r = \frac{p_r V_r}{8,314 T_r} = \frac{p_r V_s}{8,314 (\varepsilon - 1) T_r}.$$

Відповідно, коефіцієнт надлишкових газів для чотиритактних двигунів без наддуву:

$$\gamma_r = \frac{1}{(\varepsilon - 1) \eta_n} \cdot \frac{p_r}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_r}; \quad (5.42)$$

для чотиритактних з наддувом:

$$\gamma_r = \frac{1}{(\varepsilon - 1) \eta_n} \cdot \frac{p_r}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_r}. \quad (5.43)$$

Коефіцієнт залишкових газів γ_r залежить від тактності і частоти обертання двигуна, типу системи газообміну і її конструктивного виконання, розмірів циліндра, ступеня стиску та інших чинників. Точні кількісні залежності між γ_r і відміченими чинниками поки не встановлені. Тому значення коефіцієнта залишкових газів γ_r вибирають за експериментальними даними для різних типів двигунів:

Чотиритактні двигуни без наддуву —	0,03...0,06
з наддувом —	0,01...0,03
Двотактні двигуни з контурною продувкою —	0,08...0,16
з прямою продувкою —	0,04...0,08

Параметри кінця процесу випуску (тиск і температура) будуть відрізнятися для двигунів без наддуву і з наддувом. Якщо для двигуна без наддуву це будуть параметри газів у випускному колекторі p_r і T_r , то для двигуна з наддувом це будуть параметри газів перед турбіною — p_T і T_T .

При виконанні розрахунку робочого циклу за методом Гриневецького-Мазінга тиск випускних газів p_r чи p_T визначається орієнтовно на підставі експериментальних даних про співвідношення між цим тиском і тиском повітря перед випускними органами.

Згідно з експериментальними даними тиск $p_r(p_T)$ для судових ДВЗ знаходиться в наступних межах:

Чотиритактні двигуни без наддуву —	$p_r = (1,05 \dots 1,15) p_0$
Чотиритактні двигуни з наддувом —	$p_T = (0,85 \dots 0,95) p_k$
Двотактні двигуни —	$p_r(p_T) = (0,8 \dots 0,95) p_k$

Температура газів T_T у випускному трубопроводі, яка визначає енергетичні можливості та показники роботи турбіни, дуже суттєва. Через складність процесів, що відбуваються у випускному трубопроводі, важко точно визначити її значення. Тому знаходять наближене значення температури випускних газів, приймаючи наступні припущення:

- процес витікання газів відбувається при відсутності теплообміну зі стінками;
- швидкість газів при витіканні падає до нуля;
- залишкові гази не приймають участі в процесі.

Цю температуру визначають із рівняння теплового балансу при змішуванні у випускному колекторі продуктів згоряння масою M , середньою температурою T_r з продувним повітрям масою L , що має температуру T_k :

$$c_p'' M T_r + c_p' L (\varphi_a - 1) T_k = c_p''' [M + L (\varphi_a - 1) T_r], \quad (5.44)$$

де φ_a — коефіцієнт продувки, що представляє відношення маси повітря, поданого в циліндр наддувним компресором, до маси повітря, що залишається в циліндрі до кінця процесу наповнення.

Кількість окремих компонентів в формулі (5.44) встановлено із того, що на 1 кмоль свіжого заряду приходить φ_a моль продувного повітря. Відповідно, з продувкою із циліндра в колектор виходить $\varphi_a - 1$ кмоль чистого повітря плюс β_0 кмоль продуктів згоряння. Розділивши всі члени рівняння (5.44) на L , після перетворення отримаємо вираз для визначення температури газів:

$$T_r = \frac{c_p'' \beta_0 T_r + c_p' (\varphi_a - 1) T_k}{c_p'' (\beta_0 + \varphi_a - 1)}. \quad (5.45)$$

Середню молярну теплоємність c_p''' в першому наближенні можна визначити із рівняння змішування газів:

$$c_p''' = \frac{(\varphi_a - 1) c_p' + \beta_0 c_p''}{\varphi_a - 1 + \beta_0}. \quad (5.46)$$

Розглядаючи процес витікання газів із циліндра як політропний і задаючись середніми значеннями показника $n_r = 1,30 \dots 1,35$, знаходимо із рівняння політропи температуру відпрацьованих

газів T_r (до змішування з повітрям, що надходить):

$$T_r = \frac{T_b}{\left(\frac{\bar{P}_b}{\bar{P}_r} \right)^{\frac{n_r - 1}{n_r}}}. \quad (5.47)$$

За експериментальними даними температура T_r для різних типів двигунів знаходиться в межах, К:

Двотактні МОД —	550...650
Двотактні СОД —	600...700
Чотиритактні СОД —	750...850
Чотиритактні ВОД —	800...900

Більш низькі значення T_r в двотактних двигунах обумовлені тим, що у випускному колекторі продукти згоряння змішуються з продувним повітрям, кількість якого визначається коефіцієнтом продувки φ_a . Для чотиритактних двигунів $\varphi_a = 1,05 \dots 1,25$, для двотактних $\varphi_a = 1,35 \dots 1,85$. Високі значення φ_a спричиняють в двотактних двигунах зниження температури випускних газів.

Завдання та запитання для самоконтролю

1. Пояснити відмінність розрахункового циклу від ідеального.
2. В чому особливості процесу наповнення для чотири- та двотактного ДВЗ?
3. Як визначається середній показник політропи стиснення?
4. Дати коротку характеристику термохімії процесу згоряння?
5. Що покладено в основу рівняння процесу згоряння?
6. Що таке коефіцієнти виділення та використання теплоти в процесі згоряння?
7. Пояснити теплообмін в процесі розширення.
8. Як визначити температуру відпрацьованих газів в процесі випуску?

ПОКАЗНИКИ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВЗ І ДВИГУНА В ЦІЛОМУ

Розрізняють такі показники роботи двигуна: індикаторні (внутрішні), що характеризують робочий цикл і враховують теплові втрати в самому циліндрі, та ефективні (зовнішні), що характеризують досконалість двигуна в цілому та врахо-

вують, крім теплових, і механічні втрати, які є при передачі енергії розширення газів через поршень і кривошипно-шатунний механізм на колінчатий вал і далі на вихідний фланець двигуна для передачі тому чи іншому споживачеві.

6.1 Індикаторні показники

До індикаторних показників двигуна відносяться середній індикаторний тиск p_i , індикаторна потужність N_i , індикаторна питома витрата палива g_i та індикаторний ККД η_i .

В результаті здійснення циклу теплової енергії, що виділяється при згорянні палива, з відомим ступенем досконалості (який визначається індикаторним ККД) перетворюється на корисну роботу, що розвивається газами в циліндрі двигуна і називається індикаторною роботою L_i . При цьому тиск в циліндрі двигуна безперервно змінюється.

Для зручності ведення розрахунків і порівняння різних двигунів змінні по ходу поршня тиски можна замінити постійним (фіктивним) тиском, який забез-

печує отримання тієї ж роботи, що й цикл зі змінним тиском. Цей середній постійний тиск називається *середнім індикаторним тиском* p_i . Отже, під середнім індикаторним тиском розуміють умовний постійний тиск p_i , що діє на поршень на робочому циклі і здійснює за один цикл роботу, рівну індикаторній роботі замкнутого циклу. Графічно середній індикаторний тиск є висота прямокутної діаграми, площа якої рівновелика площі індикаторної діаграми, а довжина рівна довжині цієї діаграми (рис. 6.1).

Середній індикаторний тиск дозволяє порівнювати будь-які цикли і двигуни будь-яких типів за потужносними показниками незалежно від способу здійснення робочих процесів. Двигуни, в яких буде

більш високе значення середнього індикаторного тиску, розвиватимуть за інших рівних умов (тактність, розміри і число циліндрів, частота обертання) більш високу потужність. Теоретичний середній індикаторний тиск p'_i може бути виражений як відношення теоретичної індикаторної роботи L'_i до об'єму циліндра V_s :

$$p'_i = \frac{L'_i}{V_s}. \quad (6.1)$$

Таким чином, середній індикаторний питомий тиск є питомою роботою циклу, тобто роботою, що доводиться на одиницю робочого об'єму циліндра.

З теоретичної індикаторної діаграми (рис. 6.1) знайдемо корисну індикаторну роботу L'_i для змішаного циклу у вигляді алгебраїчної суми індикаторних робіт окремих процесів:

$$L'_i = L_{cy} + L_{yz} + L_{zb} - L_{ba} - L_{ac}, \quad (6.2)$$

де L_{cy} — робота процесу підведення тепла при $V = \text{const}$; через відсутність зміни об'єму $L_{cy} = 0$; L_{yz} — робота підведення теплоти при $p = \text{const}$; L_{zb} — робота процесу розширення при $n_2 = \text{const}$; L_{ba} — робота відведення теплоти при $V = \text{const}$; $L_{ba} = 0$ (відсутня зміна об'є-

$$\text{тоді} \quad p'_i = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left[p_z \left(\frac{V_z}{V_c} - 1 \right) \right] + \frac{1}{n_2 - 1} \left(p_z \frac{V_z}{V_c} - p_b \frac{V_b}{V_c} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(p_c - p_a \frac{V_a}{V_c} \right).$$

Замінімо параметри і вирази в квадратних дужках відомими: $p_z = \lambda p_c$; $\frac{V_s}{V_c} = \rho$; $p_b = \frac{\lambda p_c}{\delta^{n_2}}$; $\frac{V_b}{V_c} = \varepsilon$; $p_a = \frac{p_c}{\varepsilon^{n_1}}$; $\lambda \cdot \varepsilon = \lambda \cdot \rho \cdot \delta$ та винесемо за дужки p_c . В результаті отримаємо остаточний вираз для теоретичного середнього індикаторного тиску змішаного циклу:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (6.3)$$

З виразу (6.3) виходить, що p_i пропорційний p_c і знаходиться в функціональній залежності від безрозмірних параметрів робочого циклу ε , λ , ρ , δ , а також від се-

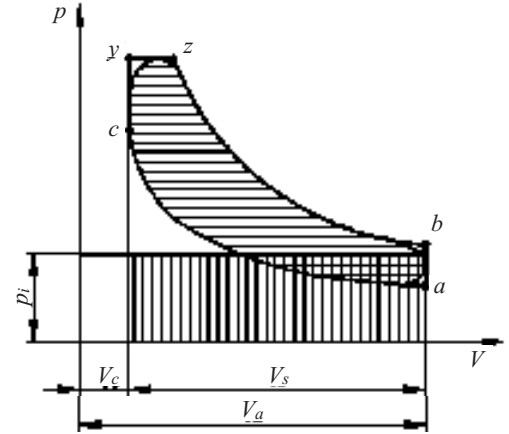


Рисунок 6.1. До визначення середнього індикаторного тиску

му); L_{ac} — робота процесу стиснення при $n_1 = \text{const}$.

Виражаючи роботу кожного процесу через параметри циклу (тиск і об'єм), отримаємо:

$$L_i = p_z(V_z - V_c) + \frac{p_z V_z - p_b V_b}{n_2 - 1} - \frac{p_c V_c - p_a V_a}{n_1 - 1}.$$

Підставимо отриманий вираз у формулу (6.1), винесемо за дужки V_c і проведемо заміну:

$$V_s = V_c(\varepsilon - 1),$$

редніх показників політроп стиснення n_1 і розширення n_2 . Середній індикаторний тиск p_i не залежить від основних розмірів циліндра: діаметру D і ходу поршня S

(оскільки віднесений до одиниці об'єму V_s), що зручно для розрахунків. Дійсний середній індикаторний тиск p_i чотиритактних двигунів менше теоретичного внаслідок округлень дійсної індикаторної діаграми на ділянці $суз$ і в кінці розширення (точка b), і на початку стиснення (точка a), а також у зв'язку з відхиленням дійсних процесів стиснення і розширення від політропних.

Таким чином, дійсний середній індикаторний тиск слід визначати за формулою:

$$p_i = \zeta p_i',$$

де $\zeta = \frac{f_d}{f_t}$ — коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми, який є відношенням площі дійсної індикаторної діаграми f_d до площі теоретичної індикаторної діаграми f_t .

Для чотиритактних двигунів $\zeta = 0,92...0,96$. Скруглювання діаграми (див. рис. 6.1) у точці c на дійсній індикаторній діаграмі пояснюється випередженням подачі палива; біля точок y і z — кінцевою швидкістю згоряння палива і, нарешті, в кінці ходу розширення біля точок b і a — передчасним відкриттям випускного клапана.

В двотактних двигунах p_i' , отримане за формулою (6.3), відноситься до корисного ходу поршня $V_s(1-\psi)$. Звичайно приймають, що хвостова частина індикаторної діаграми повністю компенсує витрати на скруглювання, тобто $\zeta = 1$. Тоді дійсний середній індикаторний тиск двотактних двигунів, віднесений до повного ходу поршня, може бути визначений як:

$$p_i = p_i'(1-\psi).$$

Для попередніх розрахунків частку ходу поршня ψ , втрачену на висоту вікон при контурній системі продувки, приймають рівною ψ_v (відносять до випускних вікон), а при прямоточно-клапанній — ψ_n (відносять до продувних вікон).

Потужність двигуна, відповідна індикаторній роботі замкнутого циклу, називається індикаторною потужністю. Згідно рівняння (6.1) індикаторна робота циклу:

$$L_i = p_i V_s = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot p_i \cdot 10^3.$$

Індикаторну потужність одного циліндра N_{ic} визначають тактності та частоти обертання двигуна за формулою:

$$N_{ic} = \frac{\pi D^2}{4 \cdot 60} \cdot S \cdot z \cdot p_i \cdot n \cdot 10^3,$$

де n — частота обертання, $хв^{-1}$; z — коефіцієнт тактності.

Коефіцієнт тактності показує число робочих ходів, що припадають на один оберт колінчатого валу двигуна. У двотактних двигунах $z = 1$, чотиритактних — $z = 0,5$.

При визначенні індикаторної потужності багатциліндрового двигуна за наслідками розрахунку робочого циклу значення N_{ic} приймають однаковим для всіх циліндрів. В цьому випадку індикаторну потужність визначають за формулою:

$$\begin{aligned} N_i &= i \cdot N_{ic} = \frac{\pi D^2 \cdot S \cdot z \cdot i \cdot n \cdot p_i}{60 \cdot 4} \cdot 10^3 = \\ &= 13,1 D^2 \cdot S \cdot n \cdot z \cdot i \cdot p_i. \end{aligned} \quad (6.4)$$

Формула (6.4) дозволяє оцінити вплив основних конструктивних параметрів на індикаторну потужність двигуна N_i .

Отримане рівняння індикаторної потужності звичайно використовується для визначення потужності існуючих двигунів, якщо відомі конструктивні параметри D , S , n , i , z . Для аналізу впливу параметрів робочого циклу на потужність зручніше користуватись рівнянням індикаторної потужності в розгорнутому вигляді, яке пов'язує N_i безпосередньо з основними параметрами двигуна. Виведення цього рівняння і його структура

запропоновані академіком Б. С. Стєчкіним:

$$N_i = \frac{1}{60} V_s \cdot z \cdot n \cdot i \cdot \frac{Q_n}{L_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \gamma_k \cdot \eta_n, \quad (6.5)$$

де γ_k — щільність повітря, що надходить.

Це рівняння дає можливість прогнозувати і приймати рішення з вибору напрямів і шляхів подальшого вдосконалення ДВЗ.

Перетворення прихованої хімічної енергії палива спочатку в теплову енергію, а потім в механічну, що відбувається в уявному теоретичному двигуні, пов'язано з неминучими, принципово не усуненими втратами Q_2 — віддачею тепла холодному джерелу відповідно до другого закону термодинаміки. Частку теплоти, що перетворюється в корисну роботу в теоретичному двигуні, як раніше вже вказувалося, оцінюють термодинамічним ККД η_t .

В реальному двигуні, цикл якого процесами газообміну замикається умовно, відведенню теплоти холодному джерелу відповідає втрата теплоти з випускними газами. Окрім цієї втрати перетворення енергії, що здійснюється в циліндрах реальних двигунів, пов'язане з додатковими втратами, причому ці втрати в принципі можуть бути усунені і залежать від досконалості протікання робочого циклу, що обумовлюється конструкцією і умовами роботи двигуна.

До цих втрат відносять втрати теплоти від неповноти згоряння палива, в результаті теплообміну робочого тіла зі стінками робочого циліндра, розсіювання теплоти в навколишнє середовище та ін. Всі теплові втрати у розрахунковому циклі реального двигуна враховуються індикаторним ККД η_i , який є критерієм досконалості використання теплоти, підведеної до робочого тіла з паливом.

Індикаторним ККД є відношення кількості теплоти, перетвореної в індикаторну роботу L_i (роботу, що розвивається газами в циліндрі реального двигуна), до кількості теплоти, підведеної для здійснення цієї роботи Q_1 :

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1}. \quad (6.6)$$

Якщо за Q_1 прийняти кількість теплоти, яка підводиться з паливом за годину, то її величина може бути визначена як:

$$Q_1 = G_{\Pi} Q_n, \quad (6.7)$$

де G_{Π} — годинна витрата палива, кг/г; Q_n — нижча теплота згоряння, кДж/кг.

Кількість теплоти, відповідна індикаторній роботі за 1 годину:

$$L_i = 3600 N_i, \quad (6.8)$$

де 3600 — термічний еквівалент роботи 1 кВт·год, кДж/(кВт·год).

Підставляючи вираз (6.7) і (6.8) в рівняння (6.6), отримаємо:

$$\eta_i = \frac{3600 N_i}{Q_n \cdot G_{\Pi}} = \frac{3600}{g_i \cdot Q_n}. \quad (6.9)$$

де g_i — питома індикаторна витрата палива, кДж/(кВт·год), $g_i = \frac{G_{\Pi}}{N_i}$.

Питома індикаторна витрата палива, а отже, й індикаторний ККД можуть бути знайдені за даними вимірювань годинної витрати палива G_{Π} і індикаторної потужності двигуна N_i .

При проведенні практичних розрахунків на стадіях проектування двигуна зручніше скористатися виразом для індикаторного ККД через середній індикаторний тиск p_i . Для цього запишемо вираз для η_i одного кг робочого тіла у вигляді:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_n}. \quad (6.10)$$

Індикаторну роботу, еквівалентну корисній теплоті, виразимо через середній індикаторний тиск:

$$L_i = p_i V_s. \quad (6.11)$$

Згадаємо вираз для коефіцієнта наповнення робочого циліндра двигуна без наддуву:

$$\eta_H = \frac{V_0}{V_s}.$$

Скористаємося характеристичним рівнянням робочого тіла:

$$p_0 V_0 = 8.314 L \cdot T_0,$$

де L — дійсна кількість повітря $L = \alpha L_0$.

Підставимо V_0 із цього рівняння у вираз η_H і знайдемо об'єм циліндра V_s :

$$V_s = \frac{8.314 \cdot \alpha \cdot L_0 \cdot T_0}{p_0 \eta_H}. \quad (6.12)$$

Підставимо вирази (6.12), (6.11) у рівняння (6.10) і отримаємо в кінцевому вигляді:

$$\eta_i = 8.314 \frac{\alpha L_0 \cdot T_0 \cdot p_i}{Q_H \cdot P_0 \cdot \eta_H}. \quad (6.13)$$

А з рівняння (6.9) можна отримати вираз для визначення питомої витрати палива g_i :

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \eta_i}. \quad (6.14)$$

А з урахуванням (6.13) —

$$g_i = 433 \frac{p_0 \eta_H}{\alpha L_0 T_0 p_i}. \quad (6.15)$$

Для двигунів з наддувом в рівняннях (6.13) і (6.15) замість параметрів p_0 і T_0 слід підставити параметри p_k і T_k .

6.2 Механічні втрати в двигунах

Деяка частина індикаторної потужності, що розвивається в циліндрах двигуна, витрачається в самому двигуні і не може бути використана. Цю потужність називають потужністю механічних втрат.

Втрати потужності на тертя $N_{\text{тер}}$, як правило, складають більшу частину механічних втрат. Вони викликаються тертям у всіх пов'язаних парах деталей, головними з яких є поршень та поршневі кільця — стінка циліндра, шийки колінчатого і розподільного валів — підшипники, крейцкопф — його направляючі та ін.

Збільшення газових сил з підвищенням навантаження або інерційних сил з розвитком частоти обертання, погіршення обробки поверхонь пов'язаних деталей, застосування неякісних масел, порушення нормальної роботи систем мащення і охолодження, а також погір-

шення технічного стану двигуна — всі ці чинники призводять до зростання втрат індикаторної потужності на тертя.

Втрати потужності на здійснення насосних ходів $N_{\text{нас}}$ визначаються опорами випускних і впускних трактів. Ці втрати залежать від режимів роботи двигуна, його розмірів і конструкції органів газорозподілу. В двотактних двигунах $N_{\text{нас}}$ відсутні.

Втрати потужності на привід допоміжних механізмів $N_{\text{доп}}$ звичайно включають втрати потужності на привід механізмів, без яких неможлива нормальна робота двигуна, а саме водяного, масляного і паливного насосів, регулятора частоти обертання. Втрати потужності на привід допоміжних механізмів залежать від їх конструктивної досконалості і розмірів, технічного стану.

Втрати потужності на вентиляцію $N_{\text{вент}}$ враховують втрати потужності на подолання тертя між рухомими деталями і повітрям (наприклад, рух шатунів, обертання маховика та ін.).

Втрати потужності на механічний привід компресора $N_{\text{к}}$ залежать від розмірів і типу компресора. Відділення цих втрат від $N_{\text{доп}}$ пояснюється великим значенням цих втрат, відсутністю їх в сучасних двигунах з газотурбінним наддувом.

Таким чином, механічні втрати є сумою втрат потужностей, перерахованих вище:

$$N_{\text{м}} = N_{\text{тер}} + N_{\text{нас}} + N_{\text{доп}} + N_{\text{вент}} + N_{\text{к}}. \quad (6.16)$$

Окрім потужності $N_{\text{м}}$, механічні втрати оцінюються середнім тиском механічних втрат $p_{\text{м}}$, механічним ККД $\eta_{\text{м}}$.

На механічні втрати двигуна витрачається частина індикаторної потужності, що розвивається, тому за аналогією з поняттям середнього індикаторного тиску вводиться поняття про середній тиск механічних втрат як про умовний постійний тиск, на подолання дії якого на поршень протягом одного ходу витрачалася б робота, рівна роботі механічних втрат при здійсненні одного циклу, або робота механічних втрат, що припадає на одиницю робочого об'єму циліндра.

Переважає більшість механічних втрат припадає на втрати на тертя (до 92% загальної кількості), серед яких 60...70% припадає на основну третю пару в двигуні — поршнева група — втулка робочого циліндра. Це обумовлено високими значеннями температури поршневих кілець, особливо двох перших, високим питомим тиском кілець на втулку (у першого кільця він досягає величини p_z), несприятливими умовами змащення стінок циліндра і пропуском газів через кільця.

Втрати на привід допоміжних механізмів, що навішені на двигун, склада-

ють в сумі 2–4%. Насосні втрати в чотиритактних двигунах за нормальних умов випуску газів не перевищують 1,5...3,0%.

Вентиляційними втратами звичайно нехтують, оскільки вони незначні.

Втрати на механічний привід компресора можуть доходити до 5...12%. При використанні енергії випускних газів для приводу компресора, що є найбільш поширеним в даний час, ці втрати зводяться до нуля.

Так само, як потужність механічних втрат $N_{\text{м}}$ представляють у вигляді окремих складових, середній тиск механічних втрат може бути виражений у вигляді суми тих самих складових:

$$p_{\text{м}} = p_{\text{тер}} + p_{\text{нас}} + p_{\text{доп}} + p_{\text{вент}} + p_{\text{к}}. \quad (6.17)$$

Для визначення середнього тиску механічних втрат поки не існує достатньо точних і узагальнюючих формул, які дозволили б розрахувати аналітично і встановити загальну закономірність його зміни для різних умов роботи двигуна. Для визначення $p_{\text{м}}$ отримані емпіричні формули, що дозволяють розраховувати його в окремих випадках.

Всі складові середнього тиску механічних втрат істотно зростають при підвищенні частоти обертання колінчатого валу або його пропорційній величині — середній швидкості поршня $c_{\text{м}}$. Втрати на тертя змінюються пропорційно першому степеню середньої швидкості, а насосні втрати і втрати на привід допоміжних механізмів — пропорційно другому степеню швидкості. Тому залежність середнього тиску механічних втрат від швидкісного режиму в загальному вигляді буде мати вигляд:

$$p_{\text{м}} = a + bc_{\text{м}} + dc_{\text{м}}^2. \quad (6.18)$$

Найбільшу частку механічних втрат складають втрати на тертя, залежні від першого степеня швидкості, тому нерід-

ко емпіричні залежності $p_m = f(c_m)$ наближають до лінійної:

$$p_m = a + bc_m, \quad (6.19)$$

де a і b — емпіричні коефіцієнти, залежні від типу, конструкції, розмірів, числа циліндрів і теплового стану двигуна.

Для двигунів з розділеною камерою згоряння $a = 0,105$, $b = 0,015$, для передкамерних двигунів — $a = 0,103$, $b = 0,0135$, для двигунів з нерозділеною камерою — $a = 0,088$, $b = 0,0118$.

За допомогою p_m можна визначити середній тиск механічних втрат і його зміни залежно від швидкості поршня тільки для даного типу двигуна. Використання p_m як параметра, що оцінює механічні втрати, обмежене, оскільки немає можливості порівнювати різні марки і типи двигунів між собою, і вимагає безперервного корегування в міру зносу або модернізації двигуна.

Більш універсальним параметром є механічний ККД η_m , який представляє відношення корисно використуваної потужності, тобто ефективної N_e , до індикаторної потужності N_i :

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_m}{N_i} = 1 - \frac{N_m}{N_i}. \quad (6.20)$$

З виразу (6.20) видно, що механічний ККД всебічно оцінює механічні втрати двигуна, оскільки враховує не тільки абсолютне значення N_m , але і відносні $\frac{N_m}{N_i}$.

За допомогою η_m можна оцінити конструктивну досконалість двигуна, порівняти між собою двигуни різного типу. Завдяки цим властивостям механічний ККД широко використовується як основний параметр, що оцінює втрати двигуна.

При $n = \text{const}$ (наприклад, для дизель-генераторів), $N_m = \text{const}$ зі зниженням навантаження η_m зменшується і на холостому ході ($N_m = N_i$) стає рівним нулю. Іншими словами, за відсутності зовнішнього навантаження (холостий хід) індикаторна потужність двигуна повністю витрачається на подолання механічних втрат.

За дослідними даними для різних типів двигунів значення η_m знаходиться в межах:

двотактні МОД —	0,88...0,95;
двотактні СОД —	0,85...0,90;
чотиритактні СОД —	0,86...0,92;
чотиритактні ВОД —	0,75...0,82;
чотиритактні ВОД	
без наддуву —	0,70...0,80.

6.3 Ефективні показники суднових ДВЗ

До ефективних показників відносяться: середній ефективний тиск p_e , ефективна потужність N_e , ефективний ККД η_e і питома ефективна витрата палива g_e .

Середній ефективний тиск p_e — умовний середній постійний тиск, що діє на поршень на робочому ході і здійснює роботу, еквівалентну корисній ефективній роботі, що передається через вихідний фланець колінчатого вала гребному гвинту або іншому споживачеві. Іншими

словами, середній ефективний тиск p_e є питомою ефективною роботою двигуна.

Середній ефективний тиск, що враховує, окрім всіх теплових, механічні втрати, визначається з виразу:

$$p_e = p_i - p_m. \quad (6.21)$$

При оцінці ефективних показників на підставі розрахунку робочих процесів двигуна середній ефективний тиск визначається залежно від середнього інди-

каторного тиску розрахункового циклу і прийнятого значення механічного ККД. За аналогією з виразом (6.20) можна записати $\eta_m = \frac{p_e}{p_i}$, звідки

$$p_e = p_i \eta_m. \quad (6.22)$$

Середній ефективний тиск p_e є одним з найважливіших показників робочого циклу і двигуна в цілому, що характеризує ступінь ефективності використання об'єму робочого циліндру, економічність процесу згоряння палива, рівень освоєння наддуву і, нарешті, досконалість виготовлення двигуна.

По дослідним даним для суднових ДВЗ різних типів середній ефективний тиск знаходиться в наступних межах, в МПа:

чотиритактні двигуни	
без наддуву —	0,5...0,8;
чотиритактні двигуни	
з наддувом —	0,8...2,8;
двотактні двигуни	
без наддуву —	0,4...0,6;
двотактні двигуни	
з наддувом —	0,7...2,0.

Найближчими роками слід чекати підвищення середнього ефективного тиску в чотиритактних двигунах ДВЗ до 3,0...3,5 МПа, а в двотактних — до 2,2...2,5 МПа.

Ефективна потужність N_e так само, як p_e , враховує теплові і механічні втрати в двигуні:

$$N_e = N_i - N_m.$$

Для переходу від N_i до N_e звичайно використовують механічний ККД η_m , значення якого відоме для всіх основних режимів роботи двигуна (за результатами стендових випробувань):

$$N_e = N_i \eta_m. \quad (6.23)$$

Приведені нижче формули (6.24) і (6.25) для індикаторної потужності можна використовувати для визначення N_e (замінюючи p_i на p_e):

$$N_e = 13,1 D^2 \cdot S \cdot n \cdot z \cdot i \cdot p_e; \quad (6.24)$$

$$N_e = \frac{1}{60} V \cdot z \cdot i \cdot \frac{Q_n}{L_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_n \cdot \eta_m \cdot \gamma_k. \quad (6.25)$$

Формули (6.24) і (6.25) дозволяють знаходити можливі шляхи підвищення потужності ДВЗ. Потужність можна підвищити за рахунок конструктивних параметрів D , S , i , z , збільшення частоти обертання n , а також за рахунок поліпшення параметрів робочого процесу η_n , η_i , α та ін.

Найбільш важливим комплексним показником ефективності роботи двигуна є ефективний ККД η_e , що представляє відношення кількості теплоти, перетвореної в ефективну роботу на валу, до кількості теплоти, підведеної для здійснення цієї роботи:

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_i}. \quad (6.26)$$

За аналогією з індикаторним ККД η_i ефективний ККД η_e можна також визначити за питомою ефективною витратою палива:

$$\eta_e = \frac{3600 N_e}{Q_n \cdot G_n} = \frac{3600}{g_e \cdot Q_n}. \quad (6.27)$$

де $g_e = \frac{G_n}{N_e}$ — питома ефективна витрата палива, кг/(кВт · год),

оскільки $\frac{g_i}{g_e} = \frac{\eta_e}{\eta_i},$

то
$$g_e = 433 \frac{p_k \cdot \eta_n}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_k \cdot p_e}. \quad (6.28)$$

За формулою (6.28) визначається значення питомої витрати палива g_e за даними розрахунків робочих процесів.

Дослідні значення питомої ефективної витрати палива g_e і ефективного ККД складають для існуючих двигунів:

Таблиця 6.1. Ефективні показники двигуна

Двигун	g_e , кг/(кВт·год)	η_e
МОД	0,155...0,205	0,56...0,42
СОД	0,160...0,210	0,54...0,41
ВОД	0,205...0,220	0,42...0,38
ВОД з $D < 0,16$ м	0,230...0,250	0,37...0,34
Карбюраторний (бензиновий)	0,290...0,380	0,31...0,22

Між розглянутими ККД η_e , η_i , η_m , а також між термодинамічним ККД ідеального циклу η_i і відносним η_0 є такі залежності:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \text{ і } \eta_i = \eta_t \eta_0.$$

Таким чином, ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_t \eta_0 \eta_m$$

є добутком термодинамічного, відносного і механічного ККД, що характеризують відповідно ступінь досконалості ідеального циклу, ступінь наближення розрахункового циклу до ідеального ($\eta_0 = 0,70...0,85$) і, нарешті, ступінь досконалості конструкції і виготовлення двигуна.

6.4 Розрахунок і побудова теоретичної індикаторної діаграми

Після розрахунку всіх процесів розрахункового циклу, індикаторних та ефективних показників виконують розрахунок і побудову індикаторної діаграми, яка в подальшому є вихідним матеріалом при проведенні динамічного і міцнісного розрахунків двигуна.

Побудову діаграми виконують графоаналітичним способом, оскільки чисто графічний спосіб побудови дає великі помилки.

Вихідними даними для побудови теоретичної індикаторної діаграми є:

- параметри навколишнього середовища p_0 , p_k ;
- безрозмірні параметри процесів, що складають робочий цикл ϵ (ϵ_t), λ , ρ , δ ;
- параметри робочого тіла (тиск, об'єм) в характерних точках a , c , z , b ;
- середні показники політроп стиску n_1 і розширення n_2 ;
- частка ходу поршня, зайнята продувними і випускними вікнами $\psi_{\text{п}}$ і $\psi_{\text{в}}$ (в двотактних двигунах).

Виразування ординат точок політроп стиску і розширення виконують за наступними формулами:

– для процесу стиску:

$$p = \frac{p_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}.$$

Використання відношення $\frac{V}{V_c}$ в якості змінної дозволяє спростити розрахунки, так як числові значення $\frac{V}{V_c}$, необхідні для розрахунків політроп стиску і розширення, в основному цілі числа (від 1,0 до ϵ — для політропи стиску, від ρ до ϵ — для політропи розширення). Зручно також задавати одні й ті ж значення $\frac{V}{V_c}$ для розрахунку політроп стиску і розширення. При цьому дві ординати

(стиску і розширення) відповідають одній абсцисі, що значно спрощує їх побудову.

Теоретична індикаторна діаграма робочого циклу в цьому випадку наводиться в системі координат $p - V/V_c$ безрозмірного в напрямі осі об'єма. Абсолютні об'єми, що відповідають значенням V/V_c , легко знайти шляхом перемноження відношення V/V_c на постійний об'єм V_c камери стиску:

$$\text{— для чотиритактних ДВЗ — } V_c = \frac{V_s}{\epsilon_r - 1};$$

$$\text{— для двотактних ДВЗ — } V_c = \frac{V_s}{\epsilon_r - 1},$$

де $\epsilon_r = \frac{(\epsilon - \psi)}{1 - \psi}$ — геометрична ступінь стиску.

Вирахування ординат точок політроп стиску і розширення зручно проводити в табличній формі. Значення p_c , p_a , p_z , p_b є контрольними і повинні відповідати отриманим із розрахунку робочого циклу.

Порядок побудови теоретичних індикаторних діаграм робочого циклу різних типів двигунів показаний на рис. 6.2 і зводиться до наступного:

1) Встановлюють масштаби побудови діаграми m_p і m_{V/V_c} .

При виборі масштабів побудови діаграм рекомендується дотримуватись такого співвідношення:

$$\frac{p_z}{m_p} \cdot \frac{m_{V/V_c}}{\epsilon} \approx \frac{2}{3},$$

де m_p — масштаб по осі ординат (тисків), звичайно $m_p = 0,04 \dots 0,06$ МПа/мм; m_{V/V_c} — масштаб по осі абсцис (відношення об'ємів), звичайно одиниця осі абсцис складає 15...20 мм.

2) Проводять контрольні лінії постійних тисків навколишнього середовища p_0 і наддуву p_k .

3) На вертикальних прямих лініях, що проводяться через нанесені на осі абсцис значення V/V_c , відкладають відповідні значення ординат тисків для політроп

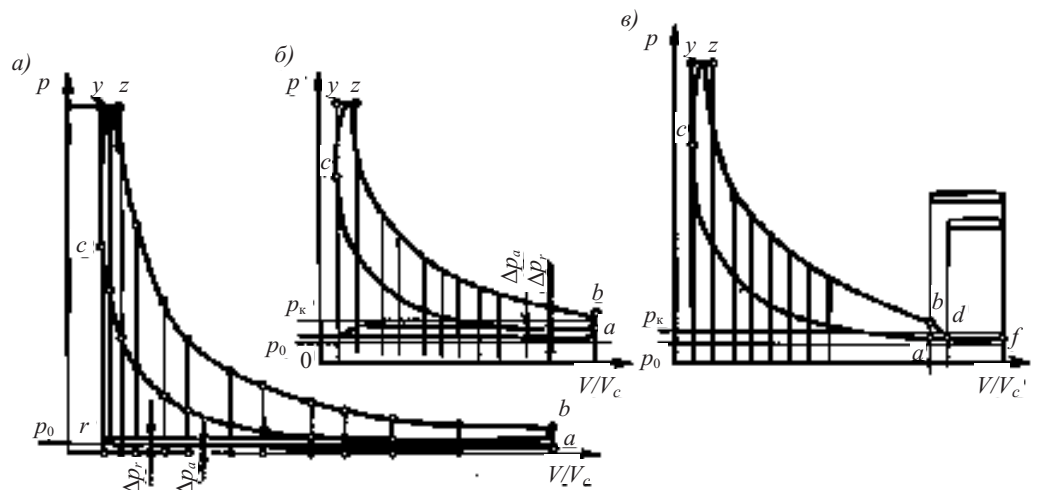


Рисунок 6.2. Теоретична індикаторна діаграма:

a — чотиритактного двигуна без наддува; *б* — чотиритактного двигуна з наддувом; *в* — двотактного двигуна

стиску і розширення. Отримані точки з'єднують плавними кривими ca і zb . Далі проводять cu і uz процесу згоряння.

4) Проводять лінії процесів газообміну (випуску br і наповнення ra) для чотиритактних двигунів, вважаючи постійними значення втрат на впуску ($-\Delta p_a$) і протитиску на випуску ($+\Delta p_r$); лінії постійних тисків процесів наповнення і випуску наносяться з виконанням умов: для ДВЗ без наддуву (рис. 6.2, а) $p_a < p_0$; для ДВЗ з наддувом (рис. 6.2, б) $p_a < p_k$ і $p_r > p_0$, при цьому $p_a > p_r$.

Для двотактних ДВЗ (рис. 6.2, в) так звану хвостову частину діаграми наносять з урахуванням особливостей протікання процесів випуску і наповнення в різних системах газообміну: після відкриття вікон (клапанів) тиск в циліндрі різко падає у зв'язку зі швидким нарощуванням перетину випускних органів (ділянка bd); до моменту відкриття продувних вікон тиск в циліндрі дещо менший тиску продувного повітря, при цьому на ділянці повинна виконуватись умова $p_a < p_k$.

В цілях наближення теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу до дійсної побудовану діаграму коригують на ділянках процесу згоряння cu , наповнення ra і вільного випуску ba (bd в двотактних ДВЗ, рис. 6.2, в) з урахуванням фаз газорозподілу.

Перевірка правильності розрахунку і побудова теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу виконується визначенням за діаграмою значення середнього індикаторного тиску p_i і порівнянням його з отриманим p_i при розрахунку циклу. З цією метою виконується контрольне планіметрування площі побудованої діаграми і розрахунок середнього індикаторного тиску за формулою:

$$p_{id} = \frac{F_d m_p}{l_d},$$

де F_d — площа округленої індикаторної діаграми циклу, мм^2 (в масштабі побудови); l_d — довжина діаграми, мм .

Для двотактних двигунів слід визначити p_i для повного ходу поршня. Розходження отриманого значення p_i з розрахунковим p_i не повинно перевищувати 2%.

6.5 Зовнішній тепловий баланс ДВЗ

Теплота, що виділяється при згорянні палива, тільки частково переходить в корисну ефективну роботу. Решта її виноситься з випускними газами, передається в систему охолодження, в навколишнє середовище і т.д., тобто складає теплові втрати. *Зовнішнім тепловим балансом* називається розподіл тепла, що виділяється при згорянні палива, за основними складовими, які визначаються за так званими зовнішніми показниками роботи двигуна (потужність двигуна, витрати води і масла, температури води, масла, повітря та ін.).

Зовнішній тепловий баланс оцінює характер і величину втрат теплоти в двигуні на експлуатаційних режимах роботи і дає можливість прийняти необхідні заходи для зниження окремих складових втрат теплоти, оцінити теплонапруженість найбільш нагрітих вузлів та деталей, встановити доцільність використання втраченої теплоти з метою підвищення ККД дизельної установки.

Рівняння зовнішнього теплового балансу для сучасного форсованого двигуна з наддувом і охолодженням наддувного

повітря після компресора в абсолютних величинах:

$$Q_{\text{п}} + Q_{\text{пов}} + Q'_{\text{п}} = Q_{\text{е}} + Q_{\text{ох}} + Q_{\text{ох.п.}} + Q_{\text{г}} + Q_{\text{нв}}, \quad (6.29)$$

де $Q_{\text{п}}$ — кількість підведеної з паливом наявної (хімічної) теплоти:

$$Q_{\text{п}} = G_{\text{п}} \cdot Q_{\text{н}}; \quad (6.30)$$

$Q_{\text{пов}}$ — кількість фізичної теплоти, внесеної з повітрям:

$$Q_{\text{пов}} = G_{\text{пов}} \cdot c'_p \cdot T_{\text{к}}, \quad (6.31)$$

c'_p — середня теплоємність повітря при постійному тиску;

$T_{\text{к}}$ — температура повітря після компресору (перед охолоджувачем повітря), К;

$Q'_{\text{п}}$ — кількість фізичної теплоти, внесеної в циліндр з паливом:

$$Q'_{\text{п}} = G_{\text{п}} \cdot c_{\text{п}} \cdot T_{\text{п}}, \quad (6.32)$$

$G_{\text{п}}$ — витрата палива;

$c_{\text{п}}$ — питома теплоємність палива;

$T_{\text{п}}$ — температура палива, К.

У зв'язку з малою відносною кількістю палива і низькою його температурою абсолютна величина вказаної кількості теплоти незначна і при визначенні теплового балансу звичайно не враховується;

$Q_{\text{е}}$ — кількість теплоти, перетвореної в корисну ефективну роботу:

$$Q_{\text{е}} = 3600 N_{\text{е}}; \quad (6.33)$$

$Q_{\text{ох}}$ — кількість теплоти, що виводиться з охолоджуваними рідинами і складається з теплоти, відведеної в воду і масло:

$$Q_{\text{ох}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{м}};$$

$$Q_{\text{в}} = G_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}} (T''_{\text{в}} - T'_{\text{в}}); \quad (6.34)$$

$$Q_{\text{м}} = G_{\text{м}} \cdot c_{\text{м}} (T''_{\text{м}} - T'_{\text{м}}), \quad (6.34)$$

де $G_{\text{в}}$ і $G_{\text{м}}$ — витрати води і масла; $c_{\text{в}}$, $c_{\text{м}}$ — питомі теплоємності води і масла; $T'_{\text{в}}$, $T''_{\text{в}}$, $T'_{\text{м}}$, $T''_{\text{м}}$ — температура води і масла на вході і виході з двигуна, К.

Слід враховувати, що теплота, відведена з охолоджуваними рідинами, включає теплоту охолодження деталей циліндро-поршневої групи, яка передається як за рахунок тепловіддачі газу до стінок, так і за рахунок втрат тертя поршня і поршневих кілець об втулку. Крім того, теплота, що виділяється при терті підшипників, виноситься охолоджуючим маслом;

$Q_{\text{ох.п.}}$ — кількість теплоти, відведеної від повітря після компресора в охолоджувачі:

$$Q_{\text{ох.п.}} = G_{\text{пов}} \cdot c_p (T''_{\text{к}} - T'_{\text{к}}), \quad (6.36)$$

де $T'_{\text{к}}$, $T''_{\text{к}}$ — температура повітря до і після повітроохолоджувача, К;

$Q_{\text{г}}$ — кількість теплоти, винесеної відпрацьованими газами:

$$Q_{\text{г}} = G_{\text{г}} \cdot c''_p \cdot T_{\text{г}} = (G_{\text{г}} + G_{\text{пов}}) c''_p \cdot T_{\text{г}}, \quad (6.37)$$

де $T_{\text{г}}$ — температура випускних газів перед турбіною, К;

$Q_{\text{нв}}$ — кількість неврахованих теплових втрат, до яких відносять втрати теплоти від неповноти згоряння палива, втрати з вихідною швидкістю газів, еквівалентні їх кінетичній енергії, втрати в навколишнє середовище, помилки від неточності вимірювань та інші невраховані втрати. Визначають $Q_{\text{нв}}$ як різницю між теплою згоряння введеного в циліндр палива і відомими складовими теплового балансу.

Для можливості порівняння теплових балансів двигунів різних типів часто при визначенні зовнішнього теплового балансу користуються відносними (по відношенню до наявної теплоти згоряння палива) складовими теплового балансу. Рівняння теплового балансу в цьому випадку має вигляд:

$$q_{\text{е}} + q_{\text{ох}} + q_{\text{охп}} - q_{\text{пов}} + q_{\text{г}} + q_{\text{нв}} = 1. \quad (6.38)$$

Згідно дослідним даним окремі складові теплового балансу для суднових

ДВЗ з наддувом і охолодженням наддувального повітря знаходяться в межах:

$$q_e = 0,42 \dots 0,56; q_{ox} = 0,11 \dots 0,22;$$

$$q_{охп} = 0,04 \dots 0,10; q_{пов} = 0,05 \dots 0,12;$$

$$q_T = 0,25 \dots 0,40;$$

$$q_{нв} = 0,03 \dots 0,07.$$

6.6 Методи зменшення теплових витрат судових ДВЗ

Як видно з приведених дослідних даних, найбільші втрати тепла припадають на q_{ox} та q_T ; вони складають до 50%. Саме в них закладені основні резерви підвищення економічності сучасних двигунів і дизельних установок в цілому. Робота зі зменшення витрат на охолодження q_{ox} і витрат з випускними газами q_T проводиться в двох основних напрямках: створення нових конструкцій двигунів, що мають менші значення цих витрат, і розробки різноманітних пристроїв і систем, які дозволяють утилізувати втрачену теплоту вже існуючих двигунів.

Прикладом першого напрямку є розробка так званого адіабатного двигуна. Основна ідея цього технічного рішення заключається в суттєвому зменшенні (чи навіть повному вилученні) тепловитрат в охолоджувальну рідину (q_{ox}), що досягається шляхом теплоізоляції камери згоряння. При цьому, природно, відбувається перебудова теплового балансу — дещо зростає q_e , помітно збільшиться q_T . Останню теплоту можна порівняно легко утилізувати, оскільки це високопотенційне тепло, наприклад, в двох газових турбінах.

В якості теплоізоляційного покриття, як правило, використовуються керамічні матеріали. Це викликано тим, що за твердістю, зносостійкістю, стійкістю проти корозії вони значно перевищують метали. Поряд з цим необхідно відмітити, що використання цих матеріалів пов'язано із значними труднощами. Вони викликані, перш за все, крихкістю кераміки, трудностю виготовлення із неї деталей складної форми, що вимагають механічної об-

робки, трудностю забезпечення надійного з'єднання керамічних деталей з металевими, схильністю цих матеріалів до раптового руйнування, яке інколи може мати катастрофічний характер.

Але, незважаючи на це, інтерес до адіабатних двигунів в даний час дуже великий. В області створення надійних конструкцій адіабатних двигунів наполегливо працюють як вітчизняні, так і закордонні інженери та вчені. При цьому дослідження ведуться в широкому плані — від створення надійних ефективних керамічних матеріалів до розробок методів газового мащення, твердих змащувальних матеріалів для деталей циліндро-поршневої групи.

Що стосується другого напрямку зменшення теплових витрат, а саме утилізації тепла випускних газів, то слід відмітити, що традиційна схема використання енергії випускних газів в утилізаційних котлах зустрічає деякі труднощі. Це пояснюється тим, що в зв'язку з удосконаленням робочого процесу в сучасних судових МОД і зменшенням питомої витрати палива температура випускних газів зменшується до рівня 220...260 °C, що викликає певні ускладнення в їх використанні. Провідні закордонні фірми розробили схеми утилізації теплоти з використанням так званої силової турбіни, яка передає потужність на колінчатий вал двигуна, а далі — споживачеві, наприклад, гребному гвинту.

Ці схеми отримали назви: бустерна (фірма Wartsila), турбокомпаундна і термoeфективна (фірма MAN). Про ці схеми буде сказано далі.

Завдання та запитання для самоконтролю

- 1. Пояснити сутність внутрішніх та зовнішніх показників ДВЗ.*
 - 2. Що таке середній індикаторний тиск та яка його значимість?*
 - 3. Які складові механічних втрат в ДВЗ?*
 - 4. Привести дані ефективних показників для сучасних суднових ДВЗ.*
 - 5. Які особливості побудови індикаторної діаграми для чотири- та двотактних двигунів?*
 - 6. Що таке зовнішній тепловий баланс двигуна і які його складові?*
 - 7. Пояснити методи зниження теплових втрат в суднових ДВЗ.*
-

НАДДУВ СУДНОВИХ ДВЗ

7.1 Методи підвищення потужності суднових ДВЗ

З самого початку розвитку суднових ДВЗ завжди на порядку денному стояло питання підвищення їх агрегатної потужності. Тому спробуємо проаналізувати можливі шляхи вирішення цього питання. Для цього скористаємося відомими формулами потужності ДВЗ:

$$N_e = 13,1 \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot i \cdot z \cdot p_e; \quad (7.1)$$

$$N_e = \frac{1}{60} V_s \cdot n \cdot i \cdot z \cdot \frac{Q_n}{L'_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_n \cdot \eta_m \cdot \gamma_k. \quad (7.2)$$

Наведені формули дозволяють робити висновок щодо можливості підвищення потужності суднових ДВЗ.

Властивості палива. Вони враховуються в формулі потужності відношенням $\frac{Q_n}{L'_0}$. Взагалі, підвищення потужності двигуна внаслідок застосування нових видів палива з підвищеною теплотою згоряння Q_n принципово можливе, але при її збільшенні неминуче зростає і теоретично необхідна кількість повітря L'_0 . В результаті приріст потужності буде незначним. Крім того, застосування нових видів палива пов'язане з вирішенням цілого ряду організаційних проблем.

Конструктивні фактори. До конструктивних факторів, що впливають на потужність двигуна, відносяться діаметр циліндра D , хід поршня S , кількість циліндрів i , частота обертання n і тактність z . Крім того, існує зв'язок між конструктивними особливостями двигуна і його механічним ККД η_m .

Діаметр циліндра D привертає особливу увагу при вирішенні питання підвищення потужності суднових ДВЗ, так як він входить в формулу потужності (7.1) в квадраті. Але збільшення діаметра циліндра підвищує теплову напруженість стінок циліндра, навантаження на поршень, на підшипники кривошипно-шатунного механізму, збільшує масу деталей і, відповідно, їх сили інерції, збільшує розміри і масу двигуна, значить — і його вартість. Крім того, виготовлення циліндрів з великим діаметром пов'язано зі значними технологічними труднощами. Ось чому збільшення максимального діаметра циліндра відбувалось порівняно повільно. Довгий час він тримався на рівні 900 мм. В даний час фірма MAN приступила до випуску двигунів з найбільшим діаметром циліндра

$D=1080$ мм (двигун K108MEC — ДКРН 108/266). Це найбільш потужний двигун з $N_{\text{ен}} = 6950$ кВт, а в агрегаті з 14 циліндрів — 97300 кВт. Були повідомлення, що фірма розробила проект двигуна з $D=1250$ мм.

Хід поршня S . При прийнятому діаметрі циліндра хід поршня S задається відношенням S/D , згідно якого двигуни діляться на:

$$\begin{aligned} \text{короткоходові} &— S/D = 0,8 \dots 1,2; \\ \text{середньохходові} &— S/D = 1,2 \dots 1,8; \\ \text{довгоходові} &— S/D = 1,8 \dots 2,5. \end{aligned}$$

До 90-х років минулого століття вважалось, що подальше підвищення відношення S/D недоцільно, так як це призводить до надмірного зростання габаритних показників. Але, як було показано в главі 1, застосування подальшого розширення призводить до зростання термодинамічного ККД, а значить — покращення економічності двигуна в цілому.

Цим можна пояснити появу наддовгоходових двигунів з $S/D = 2,5 \dots 3,25$, супердовгоходових — з $S/D = 3,25 \dots 4,2$ та ультрадовгоходових з $S/D = 4,2 \dots 5,0$.

Збільшення S/D дозволило поліпшити якість продувки двотактних двигунів, наповнення циліндрів і процес згоряння, підвищити ступінь стиску до 15, максимальний тиск згоряння — до 18 МПа, а також досягти рекордних показників за економічністю, знизивши питому витрату палива до 150 г/(кВт·год).

Частота обертання колінчатого валу n .

З формули (7.1) видно, що за інших рівних умов потужність N_e зростає пропорційно частоті обертання. Але зменшення тривалості робочого циклу з ростом n

створює великі труднощі в організації якісного робочого процесу двигуна. Коefіцієнт наповнення з ростом частоти обертання знижується. Процес згоряння все більше переходить на лінію розширення, а це приводить до падіння індикаторного ККД. Для судових ДВЗ значення n обмежується величиною 3000 хв.⁻¹.

Слід зауважити, що два останні параметри — хід поршня S і частота обертання n пов'язані між собою середньою швидкістю поршня c_m виразом:

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30}.$$

Збільшення ходу поршня S і частоти обертання n з точки зору підвищення потужності двигуна N_e приведе до зростання c_m , що потягне за собою підвищення теплової і динамічної напруженості двигуна, зносу основних деталей, скороченню терміну роботи двигуна. Тому у більшості судових ДВЗ середня швидкість поршня c_m не перевищує 8,5 м/с. Цим можна пояснити те, що при застосуванні довгоходових двигунів фірми пішли на зменшення частоти обертання головних судових МОД. А це, в свою чергу, призвело до збільшення пропульсивного ККД гребних гвинтів на 5...10%. Мінімальне значення частоти обертання досягнуло у сучасних МОД порядку 55 хв.⁻¹.

Кількість циліндрів i . Більша кількість циліндрів у двигуні з однаковими їх розмірами дає більшу потужність, але при цьому зростають габаритні розміри, ускладнюється компоновка, зростає трудоемність по технічному обслуговуванню, знижується надійність двигуна. В даний час для судових ДВЗ кількість циліндрів в одному агрегаті досягає в МОД до 18, СОД — до 24, ВОД — до 56.

Застосування великої кількості циліндрів у ВОД можна пояснити бажанням знизити їх питому масу, що особливо має

значення для енергетичних установок кораблів ВМФ. Прикладом може бути двигун М507А (112ЧНСП16/17), потужність якого складає 7500 кВт, а питома маса 1,5 кг/кВт. Такі двигуни в кількості трьох встановлені на малих ракетних кораблях типу «Овод».

Тактність двигуна z.

Теоретично потужність двотактного двигуна перевищує потужність чотиритактного вдвічі. В дійсності потужність двотактного більша в 1,6–1,7 разів, оскільки частина ходу витрачається на газообмін, а частина потужності — на привід продувального компресора. Про переваги і недоліки обох видів двигунів говорилось раніше (див. 1.3). Тут тільки зауважимо, що традиційно складалось так, що на річкових суднах у даний час в якості головних застосовуються головним чином чотиритактні двигуни, а на морських — двотактні.

Параметри робочого циклу ДВЗ.

Досконалість робочих процесів впливає на приріст потужності, як видно з формули (7.2), через коефіцієнт наповнення η_n , індикаторний ККД η_i і коефіцієнт надлишку повітря α , а також через механічний ККД η_m .

При підвищенні коефіцієнту наповнення збільшується повітряний заряд циліндра, можливе спалювання більшої кількості палива і, відповідно, отримання більшої потужності. Збільшити коефіцієнт наповнення можна шляхом зниження механічних втрат у впускних органах і зменшенням коефіцієнта залишкових газів. Але такі можливості в сучасних конструкціях судових ДВЗ практично уже вичерпані.

Збільшенням індикаторного ККД при одночасному зниженні коефіцієнта надлишкового повітря можна підвищити потужність двигуна. Разом з тим, приріст індикаторного ККД в дизелях обмежує

термодинамічний ККД. Коефіцієнт надлишку повітря не можна допускати нижче 1,5...2,2, щоб запобігти перегріву поршневої групи і зниженню економічності. Розрахунки показують, що при зниженні α з 2 до 1 значення η_i/α підвищується в 1,47 рази, але при цьому значення питомої витрати палива g_e зростає в 1,36 рази, що, звичайно, неприпустимо.

Подальше збільшення механічного ККД η_m для приросту потужності судових ДВЗ в принципі можливе, як за рахунок якості виготовлення і складання деталей двигуна, так і за рахунок зменшення потужності механічних втрат двигуна в цілому. Слід відмітити, що значення механічного ККД в сучасних судових ДВЗ достатньо великі, а тому можливості їх підвищення дуже обмежені.

Таким чином, після детального аналізу формул (7.1) і (7.2) найбільш доцільним і ефективним способом збільшення потужності судових ДВЗ є підвищення середнього ефективного тиску p_e за рахунок збільшення щільності повітря γ_k , що вводиться в циліндр. Цей спосіб, який отримав назву наддуву двигуна, заключається в тому, що збільшують масу повітря, яке надходить до циліндра, шляхом його попереднього стиснення в компресорі, щоб можна було спалити більше палива за цикл, а значить, отримати більше продуктів згоряння і таким чином підвищити потужність двигуна. Наддув має можливість значного (в декілька раз) збільшення потужності двигуна при практично незмінних значеннях індикаторного ККД і відносно незначному збільшенні масогабаритних показників двигуна.

Підвищення потужності двигуна при наддуві оцінюється так званим ступенем наддуву:

$$\lambda_n = \frac{p_{en}}{p_e},$$

де p_{en} — середній ефективний тиск двигуна з наддувом;

p_e — середній ефективний тиск двигуна без наддуву.

Найбільші значення ступеня наддуву досягнуті в чотиритактних двигунах — до $\lambda_n = 5,0$, в двотактних двигунах ступінь наддуву не перевищує 3,5.

Максимальна величина ступеня наддуву обмежується тепловою і механічною напруженістю двигуна. Відомо, що з ростом тиску наддуву p_k збільшується кількість тепла, яке виділяється в об'ємі циліндра, що приводить до зростання кількості теплоти, переданої від газів до стінок деталей ЦПГ (поршні, втулки циліндрів і кришки). Зниження теплової напруженості деталей двигуна при наддуві можна досягти шляхом охолодження наддувного повітря і шляхом здійснення конструктивних заходів з інтенсифікації охолодження поршня, втулки і кришки циліндра та корпусу випускного клапана.

Теплова напруженість збільшується з ростом розмірів циліндра. Тому ступінь наддуву у судових ДВЗ великої потужності нижча, чим у двигунів з малими розмірами циліндра.

Механічна напруженість двигуна визначається швидкістю нарощування тис-

ку при згорянні, тобто величиною $\frac{dp}{d\phi}$, що пов'язане зі зростанням тиску p_c і температури T_c в кінці процесу стиснення.

Збереження механічної напруженості судових ДВЗ з наддувом на допустимому рівні досягається зниженням ступеня стиску ϵ , який зменшується до величини $\epsilon = 11,0 \dots 12,0$. Це дозволяє зі збільшенням тиску наддуву p_k обмежувати тиск p_z . Подальше зниження ступеня стиску неможливе внаслідок погіршення пускових якостей двигуна. Тому висока надійність деталей двигуна з наддувом забезпечується переважно шляхом розробки більш міцних конструкцій деталей двигуна та застосування більш міцних матеріалів.

Маса заряду повітря $G_p = V_s \cdot \eta_n \cdot \gamma_k$ знаходиться в прямій залежності від його щільності:

$$\gamma_k = \frac{p_k}{RT_k}.$$

Із останнього видно, що γ_k може бути підвищена, якщо збільшити тиск p_k повітря, що надходить до циліндра, і знизити його температуру. Таким чином, для реалізації наддуву потрібно попереднє стиснення і охолодження повітря, що відбувається за допомогою встановлених на двигуні наддувного агрегату і повітроохолоджувача.

7.2 Схеми наддуву судових ДВЗ

В залежності від способу приводу компресора схеми наддуву судових ДВЗ можна розділити на схеми з механічним приводом компресора, з газотурбінним та комбінованим.

При механічному наддуві (рис. 7.1) стиснення повітря відбувається в компресорі K відцентрового чи об'ємного типу, що приводиться через редуктор P від колінчатого валу двигуна D .

Ефективна потужність двигуна $N_e = N_i - N_m$, і тому її зростання при наддуві визначається змінюванням індикаторної потужності N_i і потужності на привід компресора N_k (рис. 7.2).

Як видно з рисунку, зі збільшенням тиску наддуву p_k зростає індикаторна потужність N_i , але одночасно зростає і потужність на привід компресора N_k . Тому зростання ефективної потужності N_e зі збільшенням p_k уповільнюється.

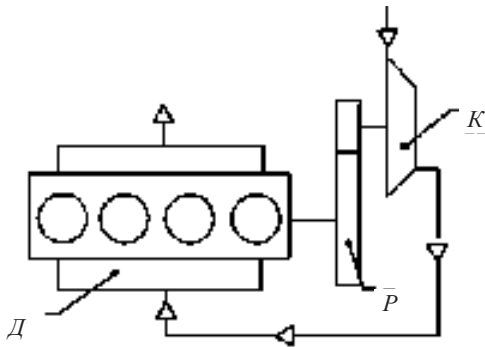


Рисунок 7.1. Схема механічного наддуву ДВЗ: Д — двигун; К — компресор; Р — редуктор

При деякому значенні тиску наддуву, що приблизно дорівнює 0,5 МПа (точка В), вся індикаторна потужність іде на привід компресора і така схема наддуву втрачає сенс, так як ефективна потужність стає рівною нулю. Найбільш доцільно використовувати таку схему наддуву до $p_k \approx 0,15$ МПа (точка А), коли ефективна потужність досягає максимального значення.

Але слід звернути увагу, що за тиску наддуву $p_k = 0,5$, як показують розрахунки, наявна енергія випускних газів приблизно дорівнює індикаторній потужності N_i і її можна використати в газовій турбіні, тобто можлива поява так званого мотогенераторного турбопоршневого двигуна (рис. 7.3), в якому споживач (гребний гвинт Г) отримує потужність від газової турбіни Т. В цьому випадку поршневий двигун перетворюється в динамічну камеру згоряння газової турбіни. Вся установка перетворюється в комбіновану, яка складається із газової турбіни і поршневого генератора газу, що обслуговує турбіну. В зв'язку з тим, що у двигуна, який виконує функцію генератора

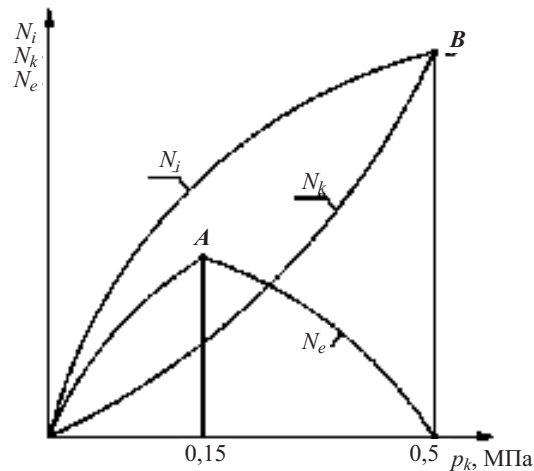


Рисунок 7.2. Зміна потужностей двигуна N_i , N_e і компресора N_k в залежності від p_k при механічному наддуві

газу, потреба в колінчатому валі відпала, конструкція його може бути значно спрощена. В якості генератора газу застосовується двигун — двотактний з протилежно рухомими поршнями, які виконані у вигляді загальної деталі для дизельної і компресорної порожнини. Зв'язок між поршнями служить тільки для синхронізації їх руху, тому такий двигун називається вільнопоршневим.

Схема установки, що складається з вільнопоршневого генератора газу (ВПГГ) і газової турбіни, показана на рис. 7.4. Паливо в дизельну порожнину 1 подається форсункою 7 в простір між поршнями 4. При розбіжному ході поршнів (робочий хід) через впускні клапани 5 буде відбуватись заповнення компресорної порожнини 2 повітрям, а в буферній порожнині 3 — стиск повітря. Таким чином, енергія руху робочих поршнів буде втрачатись на стиснення повітря в буферних порожнинах.

По мірі зростання тиску в буферних порожнинах швидкість робочих поршнів буде зменшуватись до нуля. При цьому, чим більша подача палива в дизельну по-

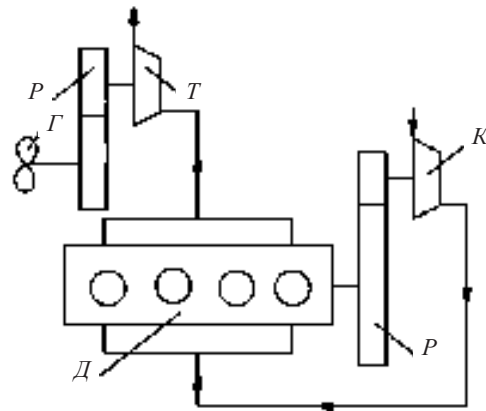


Рисунок 7.3. Схема мотогенераторного турбопоршневого двигуна

рожнину, тим більшою буде швидкість поршнів, і тим більше буде їх хід, на протязі якого гаситься кінетична енергія рухомих мас поршневої групи. Зворотній рух відбувається внаслідок тиску повітря в буферних порожнинах на поршні компресора (потенційна енергія повітря перетворюється в кінетичну енергію руху поршнів).

Після перетворення всієї потенційної енергії повітря в кінетичну енергію руху поршнів подальший рух їх до внутрішньої мертвої точки відбувається все

з меншою швидкістю, яка падає до нуля. Незадовго до закінчення руху поршнів до внутрішньої мертвої точки вприскується паливо і цикл повторюється.

При збіжному русі поршнів повітря в компресорних порожнинах спочатку стискується до тиску p_k , а потім через нагнітальні клапани 9 спрямовується до продувочного ресиверу 6, а далі — на продувку циліндра. Одночасно з продувкою відбувається випуск газів із дизельної порожнини у випускний ресивер 8, а потім в газову турбіну T , яка через редуктор P приводить в обертання гребний гвинт Γ .

До переваг механічного наддуву відносяться його конструктивна простота, відносно невелика вартість додаткового обладнання і надійність в роботі.

При газотурбінному наддуві (рис. 7.5) стиснення повітря відбувається в компресорі K , що приводиться турбіною T . Введення в схему турбіни дозволяє використати енергію відпрацьованих газів, які в двигунах без наддуву звичайно виходять в атмосферу, і одночасно спростити конструкцію, оскільки компресор приводиться безпосередньо високообертовою турбіною і відпадає необхідність в механічній передачі та у відборі потуж-

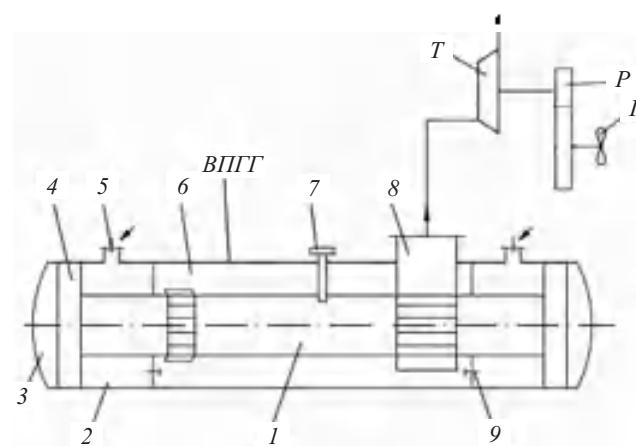


Рисунок 7.4. Схема вільнопоршневого генератора газу з газовою турбіною

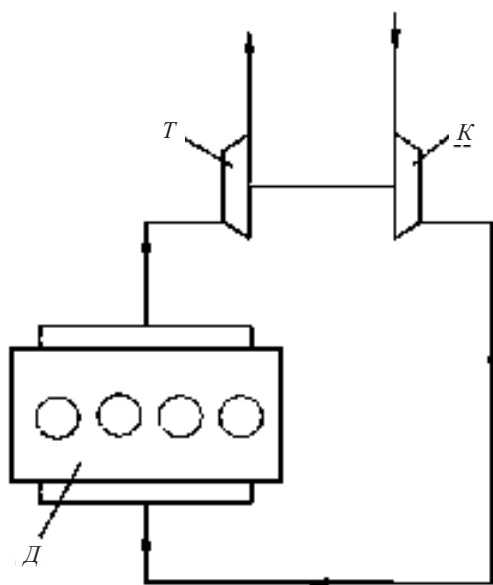


Рисунок 7.5. Схема газотурбінного наддуву ДВЗ

ності від двигуна. В цьому заключається суттєва перевага газотурбінного наддуву, що вигідно відрізняє його від механічного.

Наслідком використання енергії випускних газів для приводу компресора є також більш високий механічний ККД η_m у двигунів з ГТН і відповідно більш низька питома витрата палива g_e .

Разом з цим, ця схема має також ряд недоліків, основними з яких є два.

По-перше, на часткових навантаженнях, зважаючи на малу енергію відпрацьованих газів, потужність турбіни різко падає, через що знижується тиск наддуву. В деяких випадках він стає нижчим за тиск газів у випускному колекторі, що приводить до погіршення якості продувки і газообміну в цілому. В ДВЗ з механічним наддувом нестача потужності турбіни компенсується потужністю, що відбирається від поршневого двигуна.

По-друге, більш низькі пускові якості і прийомистість двигуна. Це викликано

тим, що в період пуску і прийому навантаження двигуна ротор турбокомпресора через порівняно великий момент інерції розкручується повільно, а значить — повільно підвищується і тиск наддуву. В результаті параметри повітря в кінці такту стиску стають низькими і, як наслідок, пуск двигуна ускладнюється, прийомистість падає. В двигунах з механічним наддувом ці недоліки усуваються завдяки тому, що частота обертання компресора і колінчатого валу пропорційні.

При комбінованому наддуві (рис. 7.6) стиснення повітря відбувається в турбокомпресорі і в приводному компресорі. В залежності від способу включення в систему повітропостачання компресорів K_1 і K_2 знаходять застосування дві схеми комбінованого наддуву: послідовна (на рисунку показана суцільними лініями) і паралельна (на рисунку показана штриховими лініями). Перша схема має різновид — так звану зворотню, коли приводний від двигуна компресор K_2 є першим ступенем, а від турбіни (компресор K_1) — другим. Недоліком такого різ-

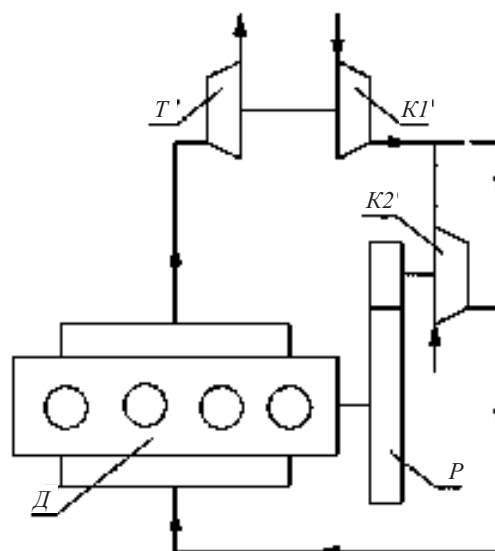


Рисунок 7.6. Схема комбінованого наддуву

новиду схеми є більш швидке зростання потужності, споживаної приводним від двигуна компресором, при підвищенні тиску наддуву. Це приводить до зниження ККД двигуна, і тому даний різновид застосування не знайшов.

Наявність приводного компресора дозволяє покращити прийомистість двигуна, а також його пуск. Перевагою паралельної схеми комбінованого наддуву, в порівнянні з послідовною, є дещо менші габарити і маси компресорів, кожний із яких розрахований на відносно меншу подачу. Послідовна ж схема забезпечує дещо кращі експлуатаційні характеристики і відносно більшу економічну роботу двигуна при високих тисках наддувального повітря.

Оскільки при комбінованому наддуві не вся енергія, необхідна для стиснення повітря до тиску наддува, відбирається від двигуна, а лише її частина, яка визначається затратою потужності на стиснення повітря в приводному компресорі, то при інших рівних умовах механічний ККД двигуна з комбінованим наддувом більше механічного ККД двигуна з механічним наддувом і менше ККД двигуна з газотурбінним наддувом. Таким чином, із порівняння схем із газотурбінного, механічного і комбінованого наддуву видно, що найбільш економічною є схема газотурбінного наддуву, чим і визначається її переважне застосування в суднових ДВЗ. До комбінованого наддуву звертаються в тих випадках, коли енергії випускних газів не вистачає для реалізації газотурбінного наддуву, для якого обов'язковою умовою є забезпечення балансу потужностей газових турбін і приводних ними компресорів. Як вирішується ця проблема на практиці, йтиметься нижче.

Крім класичної схеми газотурбінного наддуву існує і багато інших, які в тій чи іншій мірі усувають недоліки, що прита-

манні цій схемі. Розглянемо деякі з них, найбільш характерні.

На рис. 7.7 наведено схему газотурбінного наддуву, в якій передбачено механічний зв'язок ротора турбокомпресора з колінчатим валом двигуна через редуктор P і обгонну муфту M . Наявність цієї муфти дає можливість відбирати потужність від двигуна під час пуску і роботи двигуна на малих навантаженнях, коли потужності газової турбіни не вистачає для забезпечення компресором потрібного p_k . І навпаки, при роботі двигуна на номінальному навантаженні, коли температура газів висока, надлишок потужності газової турбіни за допомогою муфти M може передаватись на колінчатий вал двигуна. Обгонна муфта M діє в автоматичному режимі. Таке рішення реалізоване в двигуні 8ЧН30/38 Коломенського заводу.

Для деяких типів суден (пожарні, патрульні) передбачається можливість роботи на форсованих режимах, коли потрібно різко збільшити потужність двигуна. Для цього в схемі газотурбінного наддуву на рис. 7.8 передбачено допоміжну камеру згоряння $K3$, яка вста-

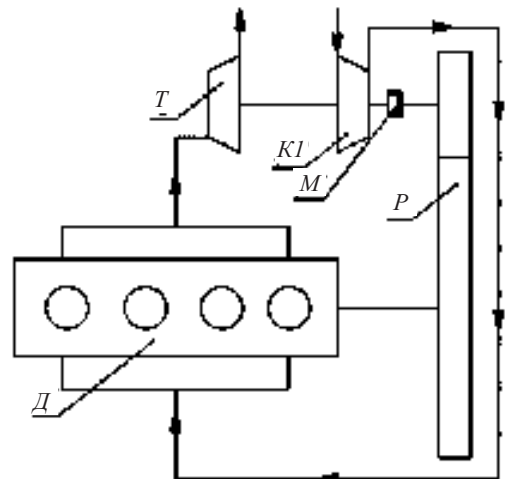


Рисунок 7.7. Схема газотурбінного наддуву з механічним зв'язком

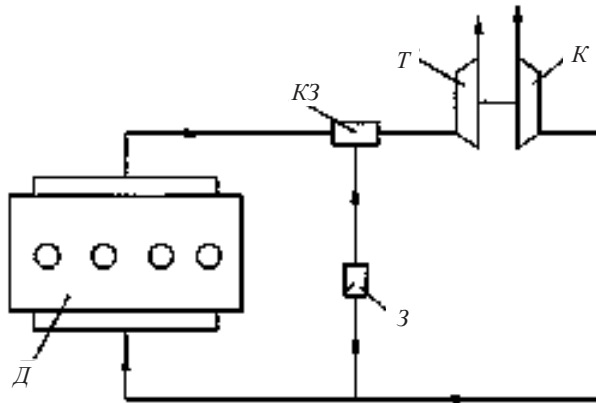


Рисунок 7.8. Схема газотурбінного наддуву з додатковою камерою згоряння «Гіпербар»

новлена перед газовою турбіною і в якій відбувається згоряння палива, в результаті чого утворюються додаткові продукти згоряння і збільшується потужність турбіни. Повітря в цю камеру згоряння відбирається із нагнітального трубопроводу компресора з допомогою заслонки $З$. Таке рішення використане в схемі наддуву «Гіпербар», яка розроблена французькою фірмою «Сюральмо», а також в двигуні 6ЧН21/21 Барнаульського заводу.

В тих випадках, коли температура випускних газів після поршневого двигуна перевищує допустимий рівень для лопатей турбіни, виникає необхідність її пониження. Це може бути здійснено, наприклад, перепуском частини наддувального повітря після компресора до відпрацьованих газів за допомогою заслонки $З_1$, як показано на рис. 7.9, де приведена схема регульованого газотурбінного наддуву. Аналогічний перепуск повітря до відпрацьованих газів може бути викликаний необхідністю забезпечення стійкої роботи компресора на деяких режимах роботи двигуна і обмеження максимального тиску згоряння p_z при будь-яких навантаженнях. Така схема використана, наприклад, в деяких типах двигунів фірми SEMT Pielstick (Франція).

З іншого боку, за допомогою заслонки $З_2$ під час пуску двигуна, його роботи на холостому ході і малих навантаженнях частина відпрацьованих газів направляється на вхід до компресора, нагріваючи повітря, що надходить до циліндра. Цим самим забезпечується стійка робота двигуна на таких режимах.

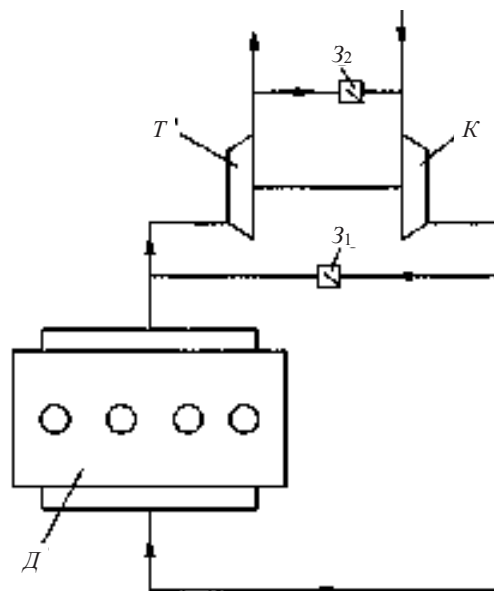


Рисунок 7.9. Схема регульованого газотурбінного наддуву

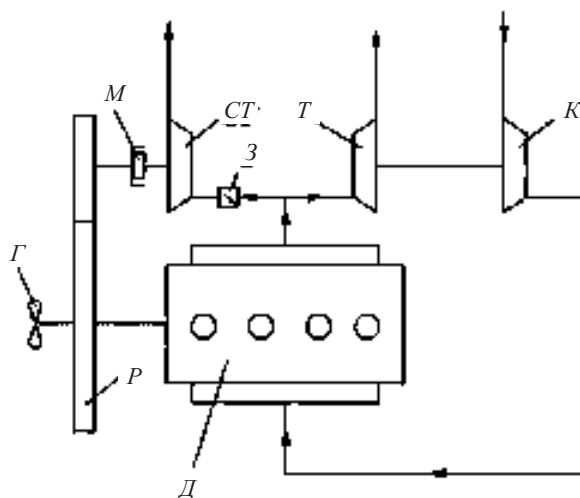


Рисунок 7.10. Схема газотурбінного наддуву з силовою турбіною

В зв'язку з тим, що в сучасних доводкових МОД температура відпрацьованих газів сягає $250 \dots 270^\circ\text{C}$, використовувати традиційну схему утилізації теплоти з використанням утилізаційних парогенераторів стає недоцільно. Разом з тим, кількість відпрацьованих газів в таких двигунах зростає, оскільки коефіцієнт надлишку повітря сягає $3 \dots 3,5$ для зниження теплонапруженості двигунів. Тому провідні закордонні фірми (Wartsila, MAN) в своїх високоекономічних МОД застосовують схему газотурбінного наддуву з силовою турбіною *СТ*, як показано на рис. 7.10. В цій схемі передбачено, що частина відпрацьованих газів за допомогою заслонки *З* спрямовується на силову турбіну *СТ*, потужність якої через муфту *М* і редуктор *Р* передається гребному гвинту *Г*. Аналіз, проведений фірмами, показав, що прибавка потужності, яка отримується від силових турбін, рівноцінна потужності одного циліндра, і тому можна, не збільшуючи навантаження циліндрів, зменшити їх число на один, відповідно зменшиться і довжина двигуна. Застосування силових турбін підвищує й економічність двигуна. В таких двигу-

нах досягнута найбільш низька питома витрата палива $g_e = 150 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$.

В сучасних двотактних двигунах з метою спрощення їх конструкції відмовились від використання приводних компресорів або підпоршневих порожнин в якості другого ступеня стиснення для забезпечення пускових режимів і роботи на малих навантаженнях. Більш доцільним в таких випадках є використання аварійної повітродувки *АП*, яка приводиться від електродвигуна *ЕД*, що показано на рис. 7.11. Ця повітродувка використовується й у випадках, коли виходить з ладу турбокомпресор, тому вона називається аварійною.

При високих ступенях наддуву ($\lambda_n = 4$ і більше) використання одного турбокомпресора викликає великі труднощі. Так, на часткових режимах спостерігається неузгодженість характеристик поршневого двигуна і турбокомпресора. При максимальних навантаженнях відцентрований компресор для отримання високих π_k потребує великих колових швидкостей на периферії колеса, що знижує ККД компресора та викликає труднощі в забезпеченні міцності його лопатей. З урахуванням цих

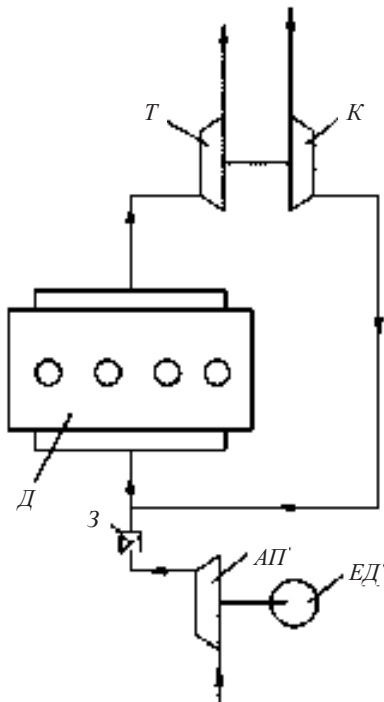


Рисунок 7.11. Схема газотурбінного наддуву з аварійною повітродувкою

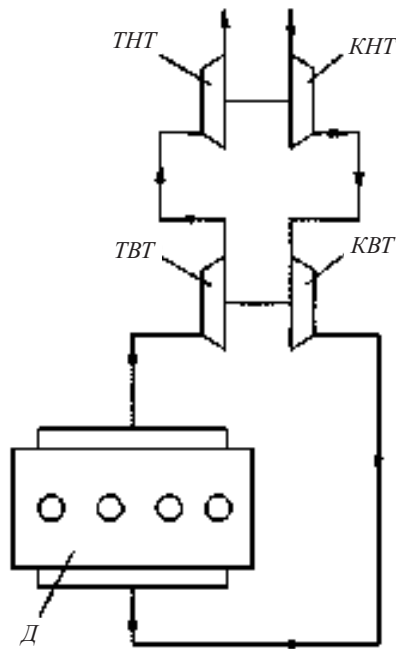


Рисунок 7.12. Схема двоступінчастого газотурбінного наддуву

недоліків схем наддуву з одним *ТК* в даний час приділяється увага розробці та застосуванню двоступінчастих систем повітропостачання, незважаючи на підвищену вартість двигунів з такими системами.

На рис. 7.12 приведена схема двоступінчастого газотурбінного наддуву, в якій використовується два незалежних турбокомпресора. Турбіна високого тис-

ку *ТВТ* приводить в дію компресор високого тиску *КВТ*, а турбіна низького тиску *ТНТ* — компресор низького тиску *КНТ*. Така схема значно складніша у порівнянні з одноступінчастим аналогом. Однак вона має і цілий ряд переваг: розширюється діапазон стійкої роботи компресорів, більш високий ККД за рахунок проміжного охолодження повітря та ін.

7.3 Використання енергії відпрацьованих газів для наддуву ДВЗ

При випуску із циліндра газу мають енергію, частина якої втрачається ще до надходження газового потоку в сопловий апарат турбіни. Втрати енергії визначаються особливостями газовипускного тракту і параметрами відпрацьованих газів.

Наочне уявлення про використання випускних газів дає умовна схема суміщення індикаторних діаграм газової турбіни і поршневого двигуна (рис. 7.13). Процес розширення в поршковому двигуні після НМТ умовно представляється

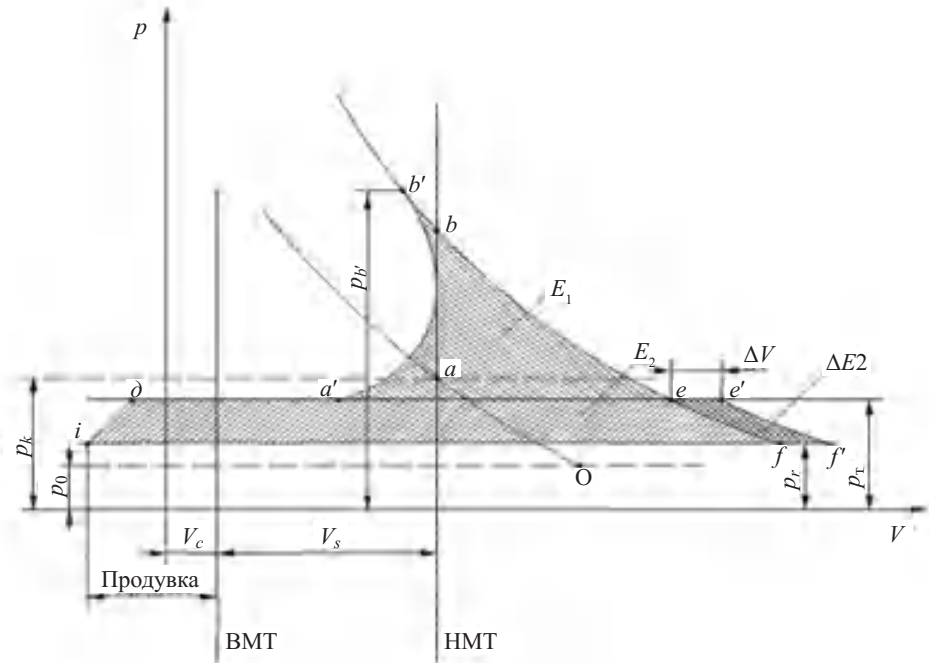


Рисунок 7.13. Схема суміщених індикаторних діаграм поршневого двигуна і газової турбіни в період випуску газів

таким, що нібито відбувається в циліндрі, в якому продовжує збільшуватись об'єм. Дійсний же процес після відкриття випускних органів пов'язаний з перетіканням газів у випускний колектор, в процесі якого відбуваються взаємні перетворення кінетичної і потенційної енергій, що супроводжуються втратами. Площа індикаторної діаграми, що відноситься до роботи газів всередині реального циліндра, повинна розцінюватись як еквівалент дійсно здійснюваної всередині циліндра роботи. При цьому площі діаграми, відповідні роботі газів поза циліндром, слід розглядати як потенційні енергетичні можливості відпрацьованих газів і враховувати неминучість незворотного розсіювання частини їх енергії до надходження на сопловий апарат турбіни.

Відповідно до розгляду в термодинаміці циклів поршневих двигунів з наддувом, площа $b'ea'b'$ повинна відображати енергію E_1 відпрацьованих газів в період вільного випуску безпосередньо за випускними органами. Більша частка енергії E_1 через переважання в ній кінетичної складової в основному витрачається на подолання втрат в системах з постійним тиском у випускному колекторі. Деяка кількість цієї енергії перетворюється в теплоту ΔE_2 (площа $ee'f'f'$), завдяки чому об'єм випускних газів збільшується на ΔV : підвищується температура газів перед турбіною. Після змішання газових потоків в загальному випускному колекторі встановлюється тиск p_t . Після спрацювання перепаду тисків від p_t до p_r здійснюється робота в турбіні з використанням енергії $E_2 + \Delta E_2$, що відображаєть-

ся площею $e'f'ig'e'$. Площа $g'gii'$ визначає роботу в турбіні продувного повітря. Останнє, не приймаючи участі в робочому процесі поршневої частини двигуна, приймає участь в роботі турбіни.

Таким чином, повна наявна енергія випускних газів складається з двох складових:

- енергії розширення газів від тиску p_b до тиску у випускному колекторі перед турбіною p_T — складова E_1 .

- енергії розширення газів в турбіні від тиску p_T до тиску p_r за турбіною — складова E_2 . При ізольованому колекторі до нього додається невелика частка кінетичної енергії ΔE_2 .

Перша складова E_1 має імпульсний (пульсуючий) характер і представляє собою піки змінювання тиску, температури і швидкості газів, які виникають у випускній системі перед турбіною в процесі вільного випуску газів із циліндра. Друга складова E_2 має постійний характер і представляє собою енергію, яка характеризується відносною постійністю тиску, температури і швидкості газів перед турбіною на протязі всього випуску.

В газовій турбіні можуть використовуватись обидві складові енергії газів, але ступінь використання імпульсної складової залежить від способу підвода

газів до турбіни, в залежності від якого газотурбінний наддув ділиться на:

- наддув при змінному тиску газів перед турбіною — імпульсний газотурбінний наддув (ІГТН);

- наддув при постійному тиску газів перед турбіною (ПГТН).

При імпульсній системі наддуву треба максимально використати імпульсну складову енергії E_1 . З цією метою:

- 1) збільшують випередження відкриття випускних органів, щоб відбирати газ при більш високих параметрах;

- 2) для запобігання розширення газів у випускній системі застосовуються випускні трубопроводи малого перерізу і по можливості турбіна наближається до циліндрів;

- 3) щоб імпульси окремих циліндрів не накладались один на одного і не заважали продувці в сусідніх циліндрах, випускна система двигуна розділяється на декілька самостійних колекторів, які підводять газу до однієї чи декількох турбін; до кожного колектору чи турбіни для отримання максимального ККД підключається не більше трьох циліндрів, випуски яких, у відповідності з їх порядком роботи, максимально рознесені один від одного.

На рис. 7.14 показана схема імпульсного газотурбінного наддуву двотактного

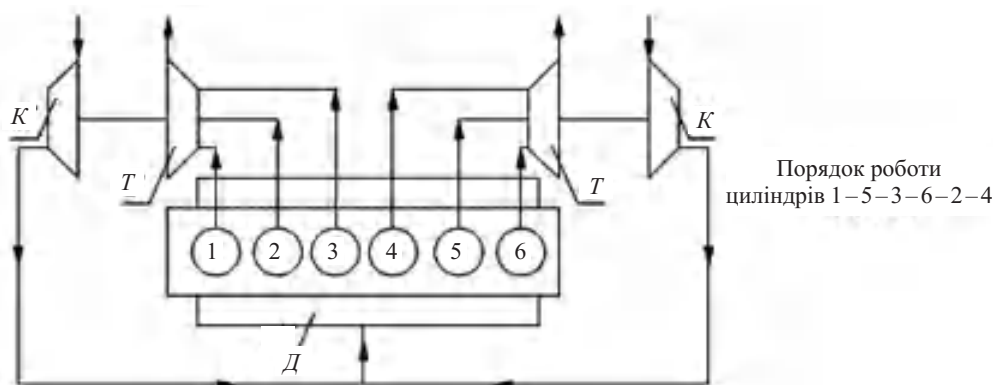


Рисунок 7.14. Схема імпульсного газотурбінного наддуву двотактного двигуна

ного двигуна великої потужності. В цій схемі для шестициліндрового двигуна передбачено два турбокомпресори, в турбіну кожного з яких спрямовуються випускні гази із трьох циліндрів, які об'єднуються згідно порядку роботи циліндрів. Для чотиритактних двигунів застосування декількох турбокомпресорів з економічних міркувань недоцільно, тому для шестициліндрового чотиритактного двигуна передбачається постановка одного турбокомпресора (рис. 7.15), до турбіни якого випускні гази підводяться по двом колекторам, що об'єднують по три циліндра згідно порядку їх роботи.

Це призводить до того, що об'єми випускних трактів відносно великі, що знижує тиск імпульсу і відповідно частки використаної енергії E_1 . Остання складає $(0,25 \dots 0,35) E_1$, в той час, як для двотактних вона може досягати $(0,40 \dots 0,50) E_1$.

При постійному газотурбінному наддуві (рис. 7.16) продукти згоряння спрямовуються в один загальний випускний колектор ВК, в якому завдяки його великому об'єму тиск газів, незважаючи на циклічність їх надходження, вирівнюється і підтримується на постійному рівні p_t , який визначається кількістю газів, що надійшли, та їх параметрами і пропускною

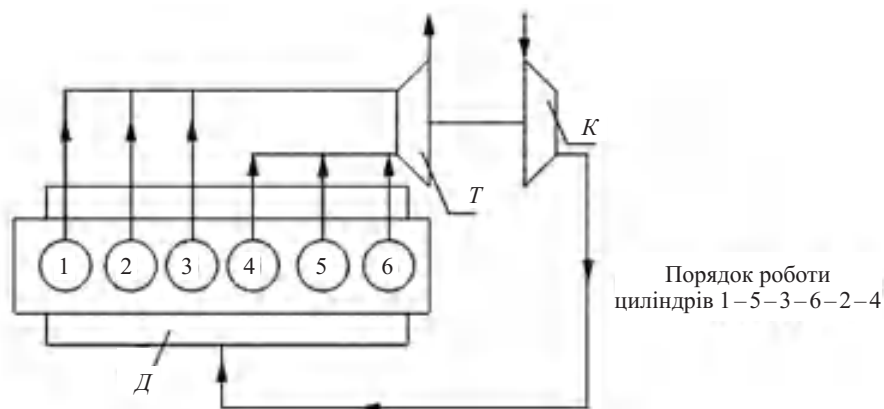


Рисунок 7.15. Схема імпульсного газотурбінного наддуву чотиритактного двигуна

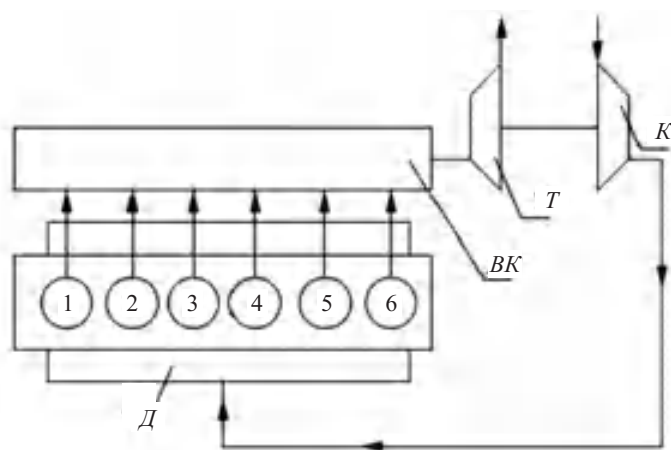


Рисунок 7.16. Схема постійного газотурбінного наддуву

властивістю турбіни. Із колектора газів поступають в одну турбіну, яка встановлюється у зручному для загальної архітектури двигуна місці.

При такій організації випускного тракту більша частина енергії E_1 не використовується, оскільки вона втрачається на дроселювання газів у випускних органах, на їх перетікання із циліндра в колектор, на розширення газів в колекторі, вихроутворення та ін. Частина вказаних втрат супроводжується тепловідленням, завдяки чому дещо підвищується температура випускних газів і збільшується їх об'єм на ΔV (див. рис. 7.13). Відповідний приріст енергії ΔE_2 визначається площею $ee'f'fe$. Таким чином, при постійному наддуві наявна енергія:

$$E_{\text{пгтн}} = E_2 + \Delta E_2.$$

Переваги системи ПГТН: простота системи підводу газів до турбіни; можливість розташування турбіни в найбільш зручному місці; постійність потоку забезпечує високий ККД турбіни — до 0,8.

Недоліки зводяться до наступного: виникають затруднення в організації ефективної продувки циліндрів у зв'язку з постійністю тиску у випускному тракті, і турбіна має гіршу прийомистість і не розвиває достатньої потужності при пуску і на малих навантаженнях.

Збільшення кількості спрацьованої енергії в турбіні, яка працює на газах змінного тиску, в порівнянні з кількістю енергії, спрацьованої в турбіні постійного тиску, оцінюється коефіцієнтом імпульсності:

$$K_i = \frac{E_1 + E_2}{E_2 + \Delta E_2}.$$

Енергія E_1 найбільш ефективно використовується при відносно малих тисках наддуву. При $p_k = 0,13 \dots 0,16$ МПа значення K_i достатньо велике, $K_i = 1,8 \dots 1,4$, тоді як при $p_k = 0,16 \dots 0,25$ МПа K_i скла-

дає $1,25 \dots 1,10$, а при $p_k > 0,25$ МПа — прямує до одиниці.

Звідси витікає, що можливість підвищити потужність за рахунок імпульсного підводу газів обмежується зоною $0,13 \dots 0,20$ МПа. В зв'язку з цим всі закордонні фірми при переході на підвищені тиски наддуву в МОД великої потужності відмовились від імпульсної системи наддуву і повністю перейшли на наддув при постійному тиску.

Переваги імпульсної системи наддуву:

1) більш повне використання енергії випускних газів, що полегшує задачу балансування потужностей турбіни і компресора;

2) краще забезпечення двигуна повітрям при пуску і на режимах малих обертів і навантажень, у зв'язку з чим у двотактних двигунах з прямоточно-клапанною продувкою в свій час відмовились від використання додаткового компресора з механічним проводом;

3) швидке реагування турбокомпресора на зміни роботи двигуна, що забезпечує добру прийомистість;

4) краща продувка циліндрів завдяки більш низькому тиску у випускних трубопроводах в період продувки.

Останні обставини послужили основою тому, що сучасні чотиритактні двигуни, які використовуються для приводу генераторів, обладнюються імпульсною системою наддуву.

Недоліки імпульсної системи газотурбінного наддуву:

1) складність випускного тракту;

2) необхідність установки на великих двигунах декількох турбін, максимально наближених до обслуговування циліндрів, оскільки підключення до однієї турбіни більше трьох циліндрів і збільшення об'єму та довжини підвідних патрубків суттєво знижує ефективність використання імпульсної складової енергії газів;

3) більш низький ККД турбіни (порівняно з турбіною на постійному тиску).

Остання обставина обумовлена непостійністю тиску і швидкості газів на вході турбіни, перетікання газів через наявність розділеного соплового апарату, великими втратами на вентиляцію та ін.

Для оцінки впливу перерахованих чинників на ККД імпульсної турбіни η_{it} вводиться поправочний коефіцієнт $\eta_{попр}$. В цьому випадку:

$$\eta_{it} = \eta_t \cdot \eta_{попр}.$$

ККД турбіни постійного тиску на розрахунковому режимі, як уже відмічалось, можна приймати $\eta_t = 0,82$.

При визначенні поправочного коефіцієнта слід керуватись такими міркуваннями. Для двигуна з числом циліндрів i не кратним трьом $\eta_{попр} = 0,75 \dots 0,85$; при i кратним трьом — $\eta_{попр} = 0,84 \dots 0,88$.

Враховуючи переваги системи наддуву постійного тиску і імпульсних, шляхом відповідного об'єднання випусків із різних циліндрів в трубопроводі з малим прохідним перерізом і використання спеціальних пристроїв, які називаються перетворювачами імпульсів, вдається ці переваги об'єднати.

Схема перетворювача імпульсів показана на рис. 7.17.

До кожного з трубопроводів A і B підводяться випуски із трьох циліндрів. Через ежекторні сопла 4 гази надходять до камери змішування 3, потім в дифузор 2, вирівнювальну камеру 1 і звідти підводяться до турбіни. Якщо в камеру змішування підводяться випуски від циліндрів групи A , то завдяки ежекційній дії потоку газів тиск в трубопроводі, що об'єднує випуски із циліндрів групи B , зменшується і продувка камер згоряння циліндрів групи B покращується.

Ежекційний ефект збільшується зі зменшенням площі F_3 камери змішування, але, з іншого боку, зі зменшенням F_3 зростають втрати на подолання опору цієї ділянки. Експериментальними дослідженнями встановлено, що значення оптимальної величини F_3 дорівнює половині сумарної площі об'єднаних в камеру змішування ежекторних сопел, тобто $F_3 = 0,5(F'_T + F''_T)$. За допомогою роздільного язика 5, який інколи виконується рухомим, значення величини F_3 може регулюватись.

Довжина камери змішування l_3 також впливає на ежекційну дію потоку газів. Зі збільшенням l_3 ежекційна дія потоку газів проявляється сильніше.

Дифузор служить для перетворення кінетичної енергії газів в тиск, і остаточ-

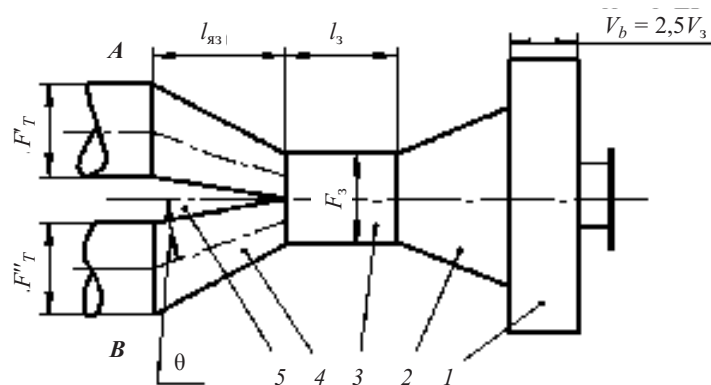


Рисунок 7.17. Схема перетворювача імпульсів

не демпфування коливань відбувається у вирівнювальній камері, об'єм якої повинен складати, згідно дослідних даних, 2,5 корисного об'єму циліндра, тобто $V_v = 2,5V_s$. Турбіна в системі наддуву з перетворювачами імпульсів працює на газах постійного тиску.

Довжина роздільного язика $l_{яз}$ і кут між віссю перетворювача і ежекторним соплом θ чинять суттєвий вплив на характер випусків із циліндрів груп А і В, утворення відбитих хвиль і які повинні

остаточно коригуватись експериментально.

Таким чином, система наддуву із перетворювачами імпульсів дозволяє використати частину кінетичної енергії розширення газів, перетворити цю енергію на турбіні з високим ККД і покращити продувку камер згоряння.

Слід зауважити, що застосування перетворювачів імпульсів ускладнює газовипускную систему двигуна і збільшує довжину комплексу двигун – турбокомпресор.

7.4 Енергетичний баланс при газотурбінному наддуві

На усталених режимах роботи двигуна з ГТН при стисненні повітря вільним турбокомпресором завжди має місце баланс між потужністю, яка виробляється турбіною, і потужністю, що споживається компресором:

$$N_T = N_K.$$

На всіх режимах роботи двигуна існує авторегулювання потужностей турбіни і компресора.

Потужність компресора у розрахунках визначають в залежності від витрати повітря і тиску наддуву.

Секундна витрата повітря через компресор $G_{пов}$ визначається витратою повітря двигуном в залежності від витрати палива за формулою:

$$G_{пов} = \frac{G_n 28,97 \alpha L_0}{3600} \varphi_a = \frac{28,97 \alpha L_0 g_e N_e}{3600} \varphi_a. \quad (7.3)$$

Або в залежності від геометричних розмірів циліндра двигуна при даній частоті обертання n , коефіцієнті наповнення η_n за формулою:

$$G_{пов} = \frac{V_s \gamma_K \eta_n n i z}{60} \varphi_a. \quad (7.4)$$

Адіабатна робота стиснення повітря в компресорі:

$$L_{кад} = \frac{k}{k-1} R_{пов} T_0 \left[\left(\frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (7.5)$$

В компресорі є втрати на охолодження повітря, тертя і завихрення. Тому процес стиснення буде політропним. На дійсний процес витрачається робота більша адіабатної. Відношення адіабатної роботи до дійсної, яка витрачається на стиснення повітря в компресорі, оцінюється адіабатним ККД:

$$\eta_{кад} = \frac{L_{кад}}{L_K}.$$

Значення $\eta_{кад}$ залежить від діаметра робочого колеса компресора і типу дифузора. У існуючих компресорів з лопатковим дифузором $\eta_{кад} = 0,75 \dots 0,85$, безлопатковим — $\eta_{кад} = 0,70 \dots 0,80$. Чим більший діаметр робочого колеса, тим вище значення адіабатного ККД компресора.

Потужність, споживану компресором, визначають за формулою:

$$N_K = \frac{G_{пов} L_{кад}}{\eta_{кад}}. \quad (7.6)$$

Потужність, яка розвивається газовою турбіною з постійним тиском газів на вході:

$$N_T = G_T L_T \eta_T, \quad (7.7)$$

де G_T — секундна витрата газів через турбіну; L_T — адіабатна робота в газовій турбіні; η_T — ефективний ККД турбіни.

Секундна витрата газів через турбіну більше секундної витрати повітря через компресор на величину секундної витрати палива:

$$G_T = G_{\text{пов}} + \frac{G_n}{3600} = \frac{g_e N_e}{3600} (28,97 \alpha L_0 \phi_a + 1). \quad (7.8)$$

Адіабатна робота розширення газів від тиску p_T перед турбіною до тиску p_r за турбіною:

$$L_{\text{тад}} = \frac{k_z}{k_z - 1} R_z T_T \left[1 - \left(\frac{p_r}{p_T} \right)^{\frac{k_z - 1}{k_z}} \right]. \quad (7.9)$$

$$\frac{k}{k - 1} R T_0 \left[\left(\frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{k - 1}{k}} - 1 \right] \frac{G_{\text{пов}}}{\eta_K} = \frac{k_z}{k_z - 1} R_z T_T \left[1 - \left(\frac{p_r}{p_T} \right)^{\frac{k_z - 1}{k_z}} \right] G_z \eta_T,$$

звідки отримаємо

$$\left(\frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{k - 1}{k}} - 1 = \frac{k_z}{k_z - 1} \cdot \frac{k - 1}{k} \cdot \frac{R_z}{R} \cdot \frac{T_T}{T_0} \cdot \frac{G_z}{G_{\text{пов}}} \cdot \eta_T \cdot \eta_{\text{кад}} \left[1 - \left(\frac{p_r}{p_T} \right)^{\frac{k_z - 1}{k_z}} \right].$$

Позначивши $\beta = \frac{k_z}{k_z - 1} \cdot \frac{k - 1}{k} \cdot \frac{R_z}{R}$ (постійна, яка залежить від хімічного складу газів) і $\tau = \frac{T_T}{T_0} \cdot \frac{G_z}{G_{\text{пов}}} \cdot \eta_T \cdot \eta_{\text{кад}}$, отримаємо рівняння, яке пов'язує тиск наддуву p_K з тиском газів перед турбіною p_T :

$$\left(\frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{k - 1}{k}} - 1 = \beta \cdot \tau \left[1 - \left(\frac{p_r}{p_T} \right)^{\frac{k_z - 1}{k_z}} \right]. \quad (7.10)$$

Із рівняння (7.10) видно, що задане значення p_K може бути отримано за рахунок тиску газів перед турбіною p_T , температури газів і сумарного ефективного ККД турбокомпресора $\eta_{\text{тк}} = \eta_{\text{кад}} \cdot \eta_T$.

Ефективний, або загальний, ККД турбіни η_T характеризує ефективність перетворення наявного теплоперепаду в механічну енергію на валу турбіни і знаходиться в межах 0,75...0,82 (більші значення відносяться до турбін великих розмірів). Тиск газів перед турбіною постійного тиску визначається із рівняння балансу потужностей компресора і турбіни ($N_T = N_K$), в залежності від тиску наддуву, який повинен бути отриманий від компресора для забезпечення потрібного середнього ефективного тиску двигуна. В розгорнутому вигляді це рівняння запишеться так:

Графічний зв'язок між визначальними величинами представлено на діаграмі, що запропонована Рато (рис. 7.18). Із діаграми видно, що для отримання необхідного тиску p_K при заданих $\eta_{\text{тк}}$, T_0 і T_T треба мати визначальний тиск перед турбіною p_T . При звичайних значеннях $T_T = 900...1100$ К і $\eta_{\text{тк}} = 0,45...0,65$ величина τ змінюється в межах 0,9...1,2.

При імпульсній системі газотурбінного наддуву рівняння балансу потужностей приймає вигляд $N_{Ti} = N_T \cdot k_i$. При цьому тиск газів перед турбіною в формулі (7.10) представляє собою середній постійний тиск, при якому отримується така ж робота, що і при дійсному змінному тиску газів перед турбіною.

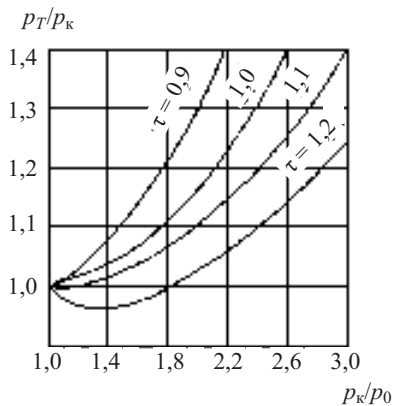


Рисунок 7.18. Діаграма Рато

В першому наближенні реальні можливості газотурбінного наддуву можна оцінити, виходячи із раніше розглянутого рівняння балансу потужностей турбіни і компресора. Так, робота адіабатного стиснення в компресорі визначена через температуру T_K після компресора:

$$L_{\text{кад}} = \frac{k}{k-1} RT_K \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_K} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (7.11)$$

Прийmemo в першому наближенні $G_T \approx G_{\text{пов}}$, $p_T \approx p_K$, $k_T \approx k$, $R_T \approx R$, тоді при $N_T = N_K$ будемо мати:

$$\frac{T_T}{T_K} = \frac{1}{\eta_{\text{кад}} \cdot \eta_T}.$$

Підрахувавши сумарний ККД турбокомпресора $\eta_{\text{тк}} = \eta_{\text{кад}} \cdot \eta_T \approx 0,5$, будемо мати:

$$T_K \leq \frac{T_T}{2}.$$

З урахуванням жароміцних властивостей лопаток газової турбіни T_T звичайно складає не більше 1000...1100 К, в зв'язку з чим $T_K \leq 500...550$. Дана температура кінця стиснення повітря в компресорі відповідає тиску наддуву p_K , рівному 0,40...0,45 МПа.

7.5 Охолодження наддувного повітря судових ДВЗ

Охолодження наддувного повітря застосовують в двох цілях:

- підвищення потужності двигуна;
- зниження теплонапруженості деталей циліндро-поршневої групи двигуна.

Для того, щоб підвищити потужність двигуна, треба в його циліндрах спалити більше палива, а для цього потрібно подати більшу кількість повітря згідно рівняння $G_{\text{пов}} = V_s \cdot \eta_n \cdot \gamma_K$, яка залежить від його щільності.

Щільність повітря згідно рівняння стану газу $\gamma_K = \frac{p_K}{R \cdot T_K}$ можна підвищити за рахунок підвищення тиску p_K і зниження його температури. При стисненні повітря в компресорі його температура підвищується згідно політропи стиснення:

$$T_K = T_0 \cdot \left(\frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{n_K-1}{n_K}},$$

де n_K — показник політропи стиснення в компресорі. Для відцентрового компресора $n_K = 1,8...2,0$; для роторно-лопаткового — $n_K = 1,65...1,80$; для поршневого — $n_K = 1,45...1,60$.

Підвищення температури повітря знижує його щільність. Так, наприклад, збільшення тиску наддуву в три рази ($p_K = 0,3$ МПа) при $n_K = 2$ дає підвищення щільності повітря всього в 1,67 рази. Охолодження повітря при постійному тиску наддуву p_K збільшує його щільність та, відповідно, і циклову подачу повітря. Це дає можливість відповідного збільшення потужності двигуна. Дослідженнями встановлено, що ефективна потужність збільшується приблизно на 2...4% на кожні 10 К зниження температури наддувного повітря.

З іншої сторони, охолодження наддувного повітря дозволяє покращити умови роботи деталей циліндро-поршневої групи за рахунок зниження їх температури завдяки зниженню середнього рівня температур робочого тіла в циліндрі на протязі всього циклу і, відповідно, температур деталей ЦПГ.

Таким чином, охолодження наддувного повітря дозволяє більш повніше реалізувати можливість підвищення потужності двигуна шляхом наддуву, як за вимогами прийнятих температур, так і за забезпеченням двигуна повітрям. Тому вважається, що охолодження наддувного повітря — це невід’ємна умова для створення сучасних форсованих двигунів з наддувом.

Розрізняють наступні способи охолодження наддувного повітря в суднових ДВЗ:

1) шляхом теплообміну в охолоджувачах рекуперативного (поверхневого) типу, коли з одного боку теплообмінної поверхні циркулює охолоджуване повітря, а з другого — забортна вода;

2) за рахунок змінювання внутрішньої енергії стиснутого повітря в розширювальних турбінах або в циліндрах двигуна при відповідному змінюванні фаз газорозподілу;

3) за рахунок випаровування в наддувному повітрі впорскнутої в розпиленому стані рідини, наприклад, води, аміаку та ін. (випарне охолодження);

4) шляхом комбінації перерахованих вище способів (змішане охолодження).

Із вказаних способів найбільше поширення для суднових ДВЗ отримало охолодження наддувного повітря в охолоджувачах поверхневого типу (рекуперативне) (рис. 7.19).

Умови експлуатації суднових ДВЗ вигідно відрізняються від умов експлуатації двигунів інших призначень, які не

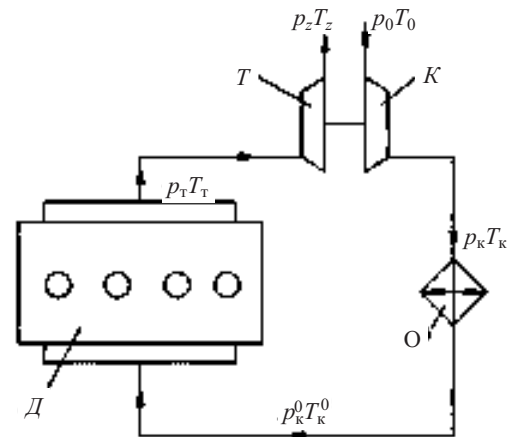


Рисунок 7.19. Схема ГТН з рекуперативним охолодженням повітря

мають таких необмежених можливостей (запаси Світового океану) використовувати в якості охолоджувача наддувного повітря забортну воду, яка характеризується невисокою температурою та високою теплоємністю. Відомо, що застосування в тепловозних двигунах в якості охолоджувача наддувного повітря атмосферного повітря або циркулюючої в замкнутому контурі води, охолоджуваної, в свою чергу, атмосферним повітрям, не забезпечує достатньої глибини охолодження наддувного повітря.

В охолоджувачах поверхневого типу найменша температура наддувного повітря на виході із охолоджувача T_K залежить від температури забортної води і визначається за умови

$$T_K^0 = T_{зв} + (7...12),$$

де $T_{зв}$ — температура забортної води, К.

Найбільш простим в конструктивному і технологічному відношенні являється поверхневий охолоджувач, виконаний із круглих труб, всередині яких в якості охолоджуючої рідини циркулює забортна вода, а охолоджуване повітря рухається в міжтрубному просторі. Для інтенсифі-

кації теплообміну вдаються до оребренья труб. Широке застосування мають водоповітряні теплообмінники, які складаються з простих оребrenних труб. Відомі варіанти компоновки охолоджувачів повітря із пластин різного профілю. В якості матеріалу для труб або пластин застосовують мельхіор чи титан.

Перевагою рекуперативних охолоджувачів є простота конструкції та надійність експлуатації. Вони не потребують повсякденного догляду. Однак, з часом поверхня охолоджувача забруднюється як з повітряної, так і з водяної сторони. В результаті збільшується опір теплопередачі через стінку, а також зростає аеродинамічний та гідравлічний опір відповідно повітряного і водяного трактів.

Якість системи охолодження наддувного повітря оцінюється показниками, які характеризують ефективність охолодження і втрати тиску в охолоджувачі.

Коефіцієнт теплової ефективності $\eta_{\text{те}}$ характеризує якість системи охолодження за ефективністю теплообміну і представляє собою відношення фактично відведеної кількості теплоти $Q_{\text{ф}}$ до теоретично гранично можливої кількості теплоти $Q_{\text{т}}$, яка могла бути відведена при повному використанні температурного перепаду між наддувним повітрям і охолоджувальною водою:

$$\eta_{\text{те}} = \frac{Q_{\text{ф}}}{Q_{\text{т}}} = \frac{G_{\text{пов}} \cdot c_p \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{к}}^0)}{G_{\text{пов}} \cdot c_p \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{зв}})} = \frac{T_{\text{к}} - T_{\text{к}}^0}{T_{\text{к}} - T_{\text{зв}}}.$$

Згідно стандарту охолоджувач наддувного повітря повинен забезпечити коефіцієнт теплової ефективності не нижче $\eta_{\text{те}} \geq 0,7$.

Коефіцієнт аеродинамічної ефективності $\eta_{\text{ае}}$ оцінює втрати тиску в охолоджувачі наддувного повітря і представляє відношення тиску повітря за охолоджувачем $p_{\text{к}}^0$ до тиску повітря $p_{\text{к}}$ за компресором:

$$\eta_{\text{ае}} = \frac{p_{\text{к}}^0}{p_{\text{к}}}.$$

Його значення повинно бути не нижче $\eta_{\text{ае}} \geq 0,95$. Пониження $\eta_{\text{ае}}$ в експлуатації свідчить про забруднення охолоджувача.

Відомо, що при розширенні стиснутого повітря температура його понижується. Ця властивість використовується для охолодження стиснутого повітря. Розширювальне охолодження наддувного повітря в суднових ДВЗ отримало обмежене застосування і виправдовує себе в особливих випадках.

На рис. 7.20 представлена схема турбодетандерного охолоджувача наддувного повітря, яка застосовується в тепловозних і суднових ДВЗ фірми Cooper-Bessemer. В цій системі повітря із навколишнього середовища поступає в компресор K_1 турбокомпресора. Потім воно спрямовується в компресор K_2 , де додатково стискується до більшого тиску, чим це потрібно для двигуна. Після виходу із нього повітря, маючи достатньо високу температуру (до 100°C), проходить через охолоджувач повітря O , який охолоджується забортною водою. В ньому температура знижується приблизно до 35°C .

Охолоджене повітря підвищеного тиску після охолодження спрямовується в детандер — доцентрову повітряну турбіну $ПТ$, а потім поступає в ресивер наддувного повітря двигуна. В турбіні $ПТ$ відбувається розширення наддувного повітря до тиску $p_{\text{к}}^0$ і температури $T_{\text{к}}^0 = 288 \dots 290 \text{ K}$, що значно нижче температури забортної води. В повітряній турбіні температура знижується приблизно на $18 \dots 20^\circ\text{C}$. За рахунок розширення повітря турбіна приводить в обертання компресор другого ступеня K_2 , який знаходиться на одному валу з нею. Така система охолодження забезпечує додаткове підвищення потужності на $8 \dots 10\%$ і по-

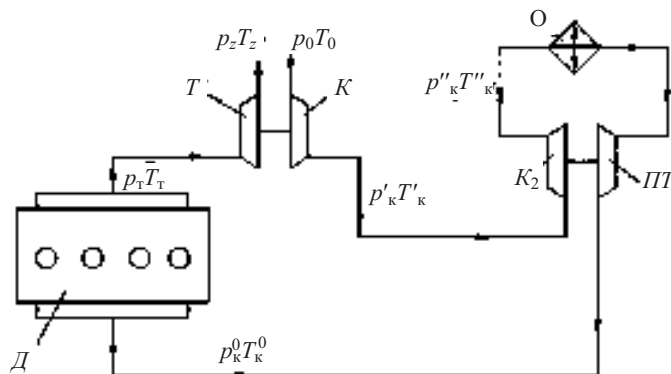


Рисунок 7.20. Схема ГТН з детандерним охолоджувачем повітря

кращення економічності на 3...5% при збереженні незмінного максимального тиску згоряння p_z і незмінної теплонапруженості двигуна. Однак розширювальне охолодження повітря значно складніше розглянутого раніше рекуперативного охолодження. Тому його застосування виправдане лише в особливих випадках, наприклад, в тропічних умовах, коли температура навколишнього середовища і забортної води відносно високі. Для спрощення такої системи було запропоновано відмовитись від компресора другого ступеня K_2 і застосувати єдиний агрегат — турбокомпресор-турбодетандер, що і показано на рис. 7.21.

Слід зауважити, що в самостійному вигляді без застосування проміжного охолоджувача О турбодетандерне охолодження недоцільне у зв'язку зі значним зниженням тиску наддуву.

Другим цікавим рішенням детандерного охолодження наддувного повітря являється метод Міллера, запропонований ще в 40-х роках минулого століття. Сутність цього методу заключається в ранньому закритті впускного клапану до приходу поршня в НМТ. Цей метод також не має самостійного використання, застосовується в поєднанні тільки з попереднім охолодженням в поверхне-

вому охолоджувачі. Повітря із атмосфери надходить до компресора і стискується до високого тиску. Потім воно направляється в теплообмінник, де охолоджується при приблизно постійному тиску, і далі надходить до циліндра двигуна. Однак тут, на відміну від звичайних двигунів, наповнення ведеться не на всьому протязі ходу поршня, а припиняється приблизно за 45° п.к.в. до його приходу в НМТ. Далі впускний клапан закривається і з цього моменту і аж до приходу поршня в НМТ відбувається розширення повітря, в результаті чого тиск і температура знижується. Таким чином, роль детандера тут виконує циліндр двигуна. Зменшення наповнення циліндрів, викликане перед-

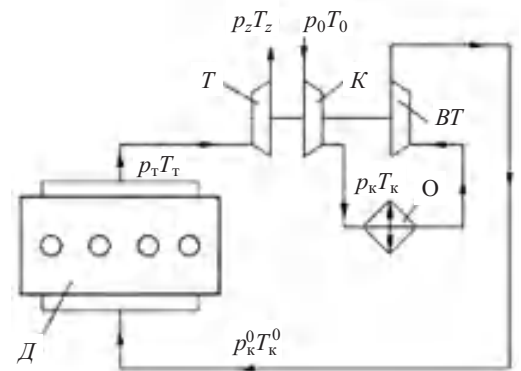


Рисунок 7.21. Схема ГТН з турбокомпресором-детандером

часним закриттям впускних клапанів, компенсується більш високим тиском наддуву. Тут також, як в розширювальній турбіні, втрати тиску наддуву частково використовуються при розширенні наддувального повітря в циліндрах двигуна.

Метод Міллера, як вже відмічалось, самостійного застосування не має, а використовується в поєднанні з попереднім охолодженням в поверхневих охолоджувачах. Дослідження показали, що при цьому додатково підвищується потужність на 7...9% і покращується економічність на 3...4% при збереженні максимального тиску робочого циклу і незмінного теплового режиму двигуна. Однак для цього потрібен більш потужний компресор і більший за площею охолоджувач повітря при одночасному ускладненні двигуна, який повинен мати пристрій для автоматичного змінювання фаз газорозподілу при зміні навантаження на двигун. Цей метод отримав застосування на деяких двигунах фірми Fuji (Японія), Nordberg (Норвегія) та ін.

Сутність випарного охолодження наддувального повітря заключається в тому, що воду або іншу рідину подають в потік повітря, яке переміщується в системі по-

вітропостачання двигуна. Краплі рідини випаровуються, відбираючи необхідну для цього теплоту від повітря, в результаті чого остання знижується.

З цією метою можна використовувати прісну (краще дистильовану) воду, аміак та етиловий спирт, які мають високі значення прихованої теплоти випаровування. Доцільно застосування води внаслідок її зручного зберігання і використання, а також можливості отримання дистильованої води безпосередньо на судні при наявності вакуумних випарників, які використовують теплоту охолоджувальної води двигуна.

Для більш рівномірного перемішування і кращого випаровування воду слід подавати в систему повітропостачання в розпиленому вигляді. Для цього використовують розпилювальні і одночасно дозуючі пристрої.

На рис. 7.22 показана схема газотурбінного наддуву з випарним охолодженням повітря. Вода із водяного бака *ВВ* поступає до розпилювача *Р*, який розташований в нагнітальному патрубку компресора *К*. Якщо в якості випаровуваної рідини використовують забортну воду, тоді застосовують так зване випарно-кон-

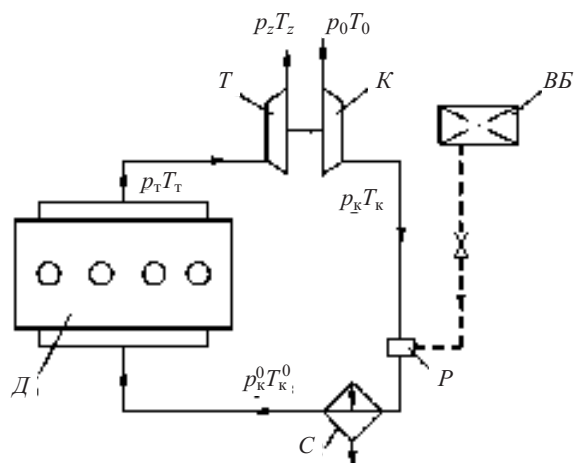


Рисунок 7.22. Схема ГТН з випарним охолодженням повітря

тактне охолодження. В цьому випадку вода випаровується не повністю. Солі концентруються в залишених краплях, які відділяються від повітря в спеціальній сепараторі *С*.

Як показують розрахунки, у випадку подачі максимально можливої кількості води, наприклад, при $p_k = 0,15$ МПа, температура наддувного повітря може бути знижена приблизно на 40 К, кількість води складає 1,9% від маси повітря або 40% від маси палива, при $p_k = 0,4$ МПа зниження температури повітря може складати біля 150 К, кількість води 7% від маси повітря чи 150% від маси палива.

У випадку застосування при випарному охолодженні аміаку або етилового спирту необхідно враховувати їх наявність у наддувному повітрі як добавку до основного палива.

Випаровувальна система охолодження проста у виготовленні та експлуатації, має невеликі розміри, масу і вартість; не створює додаткових аеродинамічних опорів, які неминучі при інших системах охолодження; легко піддається регулюванню та автоматизації. Але слід зауважити, що така система ще не знайшла

широкого застосування, за виключенням окремих випадків при короткочасному максимальному форсуванні двигуна.

Питання про вплив випарного охолодження на знос деталей двигуна не можна вважати достатньо вивченим. Підвищена кількість водяної пари в наддувному повітрі може привести при роботі на сірчастих паливах до виникнення сірчастих з'єднань, які прискорюють знос двигуна.

Розглянувши різні способи охолодження наддувного повітря, можна висновити, що в судових ДВЗ переважно використовується рекуперативний спосіб в поверхневих охолоджувачах. Випарне охолодження після відповідної перевірки може знайти практичне застосування, особливо в тих випадках, коли отримання дистильованої води на судні в необхідних кількостях не має ускладнень. Застосування змішаних способів охолодження (з використанням розширювальної турбіни чи системи Міллера), а також холодильних установок може виявитись доцільним при необхідності більш глибокого охолодження наддувного повітря, чим це можна досягти в охолоджувачах поверхневого типу, які охолоджують забортною водою.

Завдання та запитання для самоконтролю

1. Дати коротку характеристику основним методам підвищення потужності судових ДВЗ.
2. Пояснити сутність наддуву як способу підвищення потужності двигуна.
3. Які основні схеми наддуву судових ДВЗ?
4. Пояснити сутність використання енергії відпрацьованих газів для наддуву ДВЗ.
5. Дати порівняльну характеристику імпульсного та постійного газотурбінного наддуву.
6. Як приблизно оцінити можливості газотурбінного наддуву?
7. Які цілі та основні методи охолодження наддувного повітря ДВЗ?

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В СУДНОВИХ ДВЗ ТА ЇХ ТЕПЛОНАПРУЖЕНІСТЬ

8.1 Основні положення теплопередачі в судових ДВЗ

При роботі двигуна відбувається передача теплоти від гарячих газів до охолоджувального середовища через стінки робочого циліндра. Передача теплоти в охолоджувальне середовище є хоча і неминучим, але не обов'язковим процесом, оскільки принцип роботи двигуна внутрішнього згоряння не вимагає переходу теплоти через стінки (на відміну від паросилових установок, де теплота хімічної реакції повинна обов'язково перейти від продуктів згоряння до води через стінки парового котла).

Основна задача вивчення теплопередачі в судових ДВЗ — визначення температури стінок нагрітих деталей, що необхідно для розрахунку теплових напружень в них і для створення нормальних умов для збереження масляного шару на тертьових поверхнях.

Теплопередача в судових ДВЗ є складним процесом, який супроводжується періодичною зміною температури газів в циліндрі в часі і по об'єму. Цей процес включає в себе три основні види елементарного теплообміну: конвекцію (конвективний теплообмін, тепловіддача стиканням), теплопровідність і випромінювання (променистий теплообмін).

Крім того, теплообмін протікає в умовах хімічних перетворень, кінетика яких вивчена недостатньо, в умовах пульсуючих змінювань параметрів стану і перемінних швидкостей руху газів відносно стінок циліндра. В зв'язку з цим звичайні в теплопередачі критерії подібності при дослідженні теплообміну в судових ДВЗ важко використати, так як дотримання всіх умов подібності неможливо.

В теорії ДВЗ процес теплообміну розбивають на окремі складові елементи без урахування коливань температур в стінках циліндра при роботі двигуна. Як показали експерименти, коливання температури в стінках циліндра розповсюджується на незначну глибину від поверхні (не більше 1...2 мм), а в основній товщі стінки встановлюється стаціонарне поле температур. Воно змінюється тільки при змінюванні режимів роботи (навантаження або частоти обертання при пусках або реверсах).

В загальному випадку кількість теплоти, що передається від газу стінкам циліндра, визначають сумою теплоти, що передається випромінюванням і конвективним теплообміном (за законами Стефана-Больцмана та Ньютона-Ріхмана):

$$Q_r = Q_b + Q_k = C_n \cdot \left[\left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_l}{100} \right)^4 \right] \cdot F_1 \cdot \tau + \alpha_r \cdot (T_r - T_l) \cdot F_1 \cdot \tau, \quad (8.1)$$

де T_r і T_l — температура газів і температура циліндра зі сторони газів; F_1 — площа поверхні, що сприймає теплоту; τ — час теплообміну;

$$C_n = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0}} \text{ — приведений ко-}$$

ефіцієнт випромінювання;

C_1, C_2, C_0 — відповідно коефіцієнти випромінювання газів, теплосприймаючої поверхні і абсолютно чорного тіла;

α_r — коефіцієнт тепловіддачі стиканням.

В дизелях у зв'язку з порівняно високими тисками робочого циклу частка переносу теплоти випромінюванням невелика, вона складає не більше 5...10% від загальної кількості теплоти, що сприймається стінками циліндра. Завдяки цьому в практичних розрахунках часткою випромінювання нехтують або враховують побічним шляхом — визначенням α_r за дослідними емпіричними формулами, які включають частку випромінювання. Таким чином, процес теплообміну в циліндрі двигуна може бути умовно розділений на три процеси, які послідовно протікають (рис. 8.1):

- тепловіддача від гарячих газів в циліндрі до його стінок шляхом стикання;
- перенесення теплоти за рахунок теплопровідності через стінку циліндру;
- тепловіддача від стінки циліндра до охолоджувальної рідини шляхом стикання.

Кількість теплоти, що передається при усталеному тепловому потоці через плоску стінку, можна визначити із закону Фур'є:

$$Q_{1,2} = \frac{\lambda}{s} \cdot \Delta T \cdot F_1 \cdot \tau = \frac{\lambda}{s} \cdot (T_1 - T_2) \cdot F_1 \cdot \tau. \quad (8.2)$$

де λ — коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки;

$\Delta T = T_1 - T_2$ — різниця температур між внутрішньою T_1 (гарячою) і зовнішньою T_2 (холодною) поверхнями стінки.

Кількість теплоти, що передається від зовнішньої поверхні стінки F_2 до охолоджувального середовища шляхом стикання:

$$Q_b = \alpha_b \cdot (T_2 - T_b) \cdot F_2 \cdot \tau, \quad (8.3)$$

де α_b — коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні стінки до охолоджувального середовища; T_b — середня температура охолоджуваного середовища.

Із приведених рівнянь для теплових потоків всіх трьох фаз процесу теплопередачі витікає, що для заданих F і τ теплові потоки пропорційні відповідній різниці температур і коефіцієнту тепло-

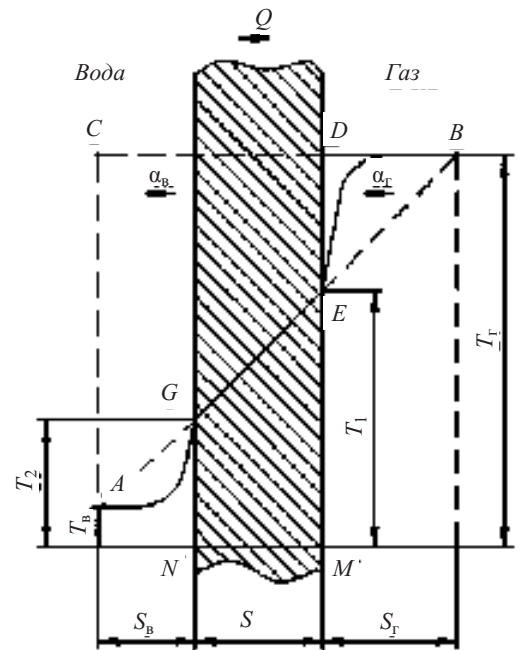


Рисунок 8.1. Схема передачі теплоти через плоску стінку

віддачі α . При нормальній роботі двигуна з постійним навантаженням тепловий режим, при якому окремі теплові потоки рівні між собою ($Q_r = Q_{1,2} = Q_b = Q$), вважається усталеним. Прийmemo, крім того, що поверхні $F_1 = F_2 = F$. Тоді часткові різниці складуть:

$$\left. \begin{aligned} T_r - T_1 &= \frac{Q}{\alpha_r} \cdot \frac{1}{F \cdot \tau} \\ T_1 - T_2 &= \frac{Q \cdot s}{\lambda} \cdot \frac{1}{F \cdot \tau} \\ T_2 - T_b &= \frac{Q}{\alpha_b} \cdot \frac{1}{F \cdot \tau} \end{aligned} \right\} \quad (8.4)$$

Підсумовуючи останні рівняння, знаходимо повну різницю температур при передачі тепла від газу через стінку до охолоджувальної води:

$$T_r - T_b = \frac{Q}{F \cdot \tau} \left(\frac{1}{\alpha_r} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_b} \right).$$

Відповідно, загальна кількість переданої теплоти:

$$Q = \frac{(T_r - T_b) \cdot F \cdot \tau}{\left(\frac{1}{\alpha_r} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_b} \right)}.$$

Означимо $\frac{1}{\frac{1}{\alpha_r} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_b}} = k$ і назвемо коефіцієнтом теплопередачі від газу до охолоджувальної води, і будемо мати:

$$Q = k \cdot (T_r - T_b) \cdot F \cdot \tau. \quad (8.5)$$

Також означимо $\frac{Q}{F \cdot \tau} = q$ і назвемо питомим тепловим потоком.

Величина, зворотня коефіцієнту теплопередачі, виражає термічний опір теплообміну.

Із формули коефіцієнта теплопередачі видно, що загальний термічний опір складається із часткових термічних опорів:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_r} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_b}. \quad (8.6)$$

де $\frac{1}{k}$ — термічний опір тепловіддачі від газу до стінки; $\frac{s}{\lambda}$ — термічний опір теплопровідності через стінку; $\frac{1}{\alpha_r}$ — термічний опір тепловіддачі від стінки до води.

Із виразу (8.6) для термічного опору видно, що при відкладенні на зовнішній поверхні втулки робочого циліндра шару накипу товщиною s_1 з малим коефіцієнтом теплопровідності λ_1 або шару нагару на внутрішній поверхні втулки товщиною s_2 із ще меншим коефіцієнтом теплопровідності λ_2 термічний опір зростає.

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_r} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s}{\lambda} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_b}.$$

При цьому зростання будуть тим більше, чим менші коефіцієнти теплопровідності. Так, шар накипу товщиною 1 мм за термічним опором еквівалентний 40 мм сталюї стінки, а шар нагару товщиною 1 мм еквівалентний 400 мм сталюї стінки. Таким чином, у випадку утворення на стінках шару накипу чи інших відкладень коефіцієнт теплопередачі k зменшується, а термічний опір зростає. Але, якщо шар накипу зі сторони води може привести до перегріву стінки циліндра і він є небажаним, то шар нагару ізолює стінку від впливу теплового потоку, зберігаючи теплоту в циліндрі, тобто його можна вважати корисним. Хоча з точки зору зносу поверхні втулки циліндра він, ясна річ, є небажаним, а на поверхні днища поршня шар накипу виконує функцію жарової накладки, яка захищає головку поршня від впливу теплового потоку.

8.2 Визначення температур стінок циліндра і газів в циліндрі

За допомогою термічних опорів отримують зручний спосіб графічного визначення температур стінок. Для цього термічні опори тепловіддачі по обидва боки стінки замінюють термічним опором теплопровідності через фіктивну стінку із того ж матеріалу, з якого виконана дійсна стінка, так, щоб термічні опори теплопровідності через фіктивні стінки (s_r і s_b , див. рис. 8.1) дорівнювали термічним опорам тепловіддачі, тобто $\frac{s_r}{\lambda} = \frac{1}{\alpha_r}$ і $\frac{s_b}{\lambda} = \frac{1}{\alpha_b}$. Побудуємо спочатку реальну стінку товщиною s (в будь-якому масштабі), відкладемо від неї в такому ж масштабі з одного боку фіктивну стінку

з товщиною $s_r = \frac{\lambda}{\alpha_r}$, а з другого — фіктивну стінку з товщиною $s_b = \frac{\lambda}{\alpha_b}$, будемо розглядати процес теплопередачі як процес теплопровідності через фіктивну стінку товщиною $s_{\phi} = s_r + s + s_b$. При теплопровідності через плоску стінку закон змінювання температур виражається прямою лінією. Із крайніх точок по вертикалі відкладемо значення температур T_r і T_b (в довільному масштабі). Точка перетину прямої AC з поверхнею дійсної стінки E і G дають значення T_1 і T_2 . Дійсно, із подібності трикутників ABC і ADE витікає, що $\frac{DE}{BC} = \frac{AD}{AB}$, звідки:

$$DE = BC \cdot \frac{AD}{AB} = (T_r - T_b) \cdot \frac{\frac{\lambda}{\alpha_r}}{\frac{\lambda}{\alpha_r} + s + \frac{\lambda}{\alpha_b}} = k \cdot \frac{T_r - T_b}{\alpha_r} = \frac{q}{\alpha_r},$$

де q — питомий тепловий потік.

Так як $\frac{q}{\alpha_r} = T_r - T_1$, то відрізок $\overline{ME} = \overline{MD} - \overline{ED} = T_1$. Аналогічно цьому отримаємо, що відрізок $\overline{NG} = T_2$.

Втулка робочого циліндра представляє собою циліндричну стінку. Але з метою спрощення розрахунків приймають формули для плоскої стінки з введенням коефіцієнта ϕ , що враховує кривизну стінки.

Тоді кількість теплоти, що передається через втулку при стаціонарному процесі теплообміну, виразиться формулою:

$$Q_{1-2} = \frac{\lambda}{s} \cdot (T_1 - T_2) \cdot \frac{\pi D_{cp} l}{\phi} \cdot \tau,$$

де $D_{cp} = \frac{D_2 + D_1}{2}$ — середній діаметр втулки;

$s = \frac{D_2 - D_1}{2}$ — товщина стінки втулки;

l — довжина втулки, що приймає участь у відводі тепла.

Для циліндричної труби при $\frac{D_2}{D_1} < 2$ величина ϕ складає 1,04, тобто близька до одиниці. Так як в циліндричних втулках $\frac{D_2}{D_1}$ не перевищує 1,2, можна знехтувати кривизною стінки втулки при визначенні Q_{1-2} і розрахувати теплопровідність у втулці як для плоскої стінки.

Із приведених виразів видно, що для розрахунку теплопередачі треба знати температуру газів в циліндрі.

Миттєві значення температури можна визначити аналітично або графічно за аналітичним рівнянням стану газів $p_r \cdot V = G \cdot R \cdot T_r$, де значення p_r і V визначається індикаторною діаграмою.

В процесі стиснення кількість газів в циліндрі $G_{ст} = \mu \cdot L \cdot (1 + \gamma_r)$, а в процесі розширення $G_{розш} = \mu \cdot \beta \cdot L \cdot (1 + \gamma_r)$.

При графічній побудові кривої температури приймають:

$$G_{\text{ст}} \cdot R_{\text{г}} = G_{\text{розш}} \cdot R_{\text{г}} = \text{const},$$

що не вносить суттєвої похибки. Тоді температура в довільній точці індикаторної діаграми на лінії розширення (рис. 8.2) може бути виражена:

$$T_i = T_c \cdot \frac{p_i \cdot V_i}{p_c \cdot V_c}.$$

Прирівнюючи температуру газів в кінці стиску T_c відрізка, який відповідає тиску кінця стиснення zc , отримаємо масштаб кривої температури:

$$m_T = \frac{T_c}{zc}, \text{ град/мм.}$$

Об'єм камери стиску V_c при цьому приймається рівним $G_{\text{ст}} \cdot R_{\text{г}}$. Для визначення температури в точці i на лінії

розширення проводять із цієї точки горизонтальну лінію до перетину з вертикаллю zc . Через точку перетину v з початку координат 0 проводять промінь до перетину з вертикаллю ab . Ордината ab в масштабі m_T відповідає температурі газів в точці i . Дійсно, із подібності трикутників oba і ovz витікає, що $\frac{vz}{0z} = \frac{ba}{0a}$ або $m_T \overline{ab} = \frac{p_i \cdot V_i}{G \cdot R} = T_{\text{г}i}$, тобто точка b визначає температуру в точці i індикаторної діаграми на лінії розширення. Аналогічно можна показати, що точка $ж$ визначає температуру в точці j індикаторної діаграми на лінії стиснення.

При визначенні стаціонарного теплового потоку треба виходити не із середньої інтегральної температури $T_{\text{гінт}} = \frac{1}{\tau_0} \int_0^{\tau_0} T d\tau$, а із середньої результуючої по теплопередачі $T_{\text{грес}}$, значенням якої

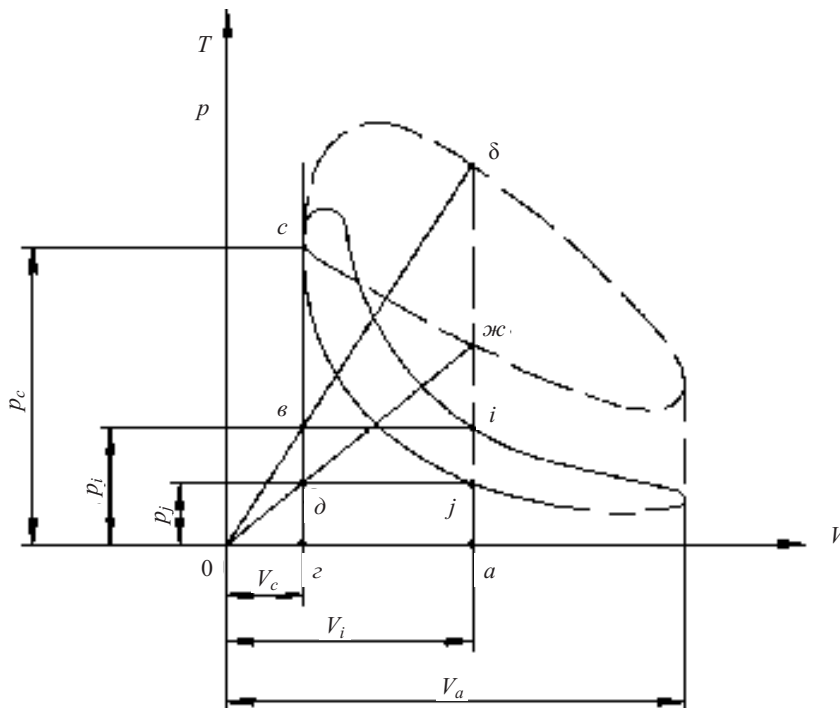


Рисунок 8.2. Побудова кривої температури газів в циліндрі

визначається інтенсивність теплообміну. Результуючу температуру $T_{\text{рез}}$ можна визначити із умови, що кількість теплоти, яка передається при пульсуючому потоці одиниці поверхні стінки за час одного циклу τ_0 , дорівнює кількості теплоти, що передається стінці в передбаченні стаціонарного потоку.

$$\int_0^{\tau_0} \alpha_{\text{г}} [T_{\text{г}} - T_{\text{лсер}}] d\tau = \alpha_{\text{гсер}} (T_{\text{рез}} - T_{\text{лсер}}) \tau_0. \quad (8.8)$$

Приймаючи температуру поверхні стінки $T_{\text{лсер}}$ зі сторони газів постійною, знайдемо:

$$T_{\text{рез}} = \frac{\int_0^{\tau_0} \alpha_{\text{г}} \cdot T_{\text{г}} d\tau}{\int_0^{\tau_0} \alpha_{\text{г}} d\tau} = \frac{(\alpha_{\text{г}} T_{\text{г}})_{\text{сер}}}{(\alpha_{\text{г}})_{\text{сер}}}. \quad (8.9)$$

Отже, результуюча температура $T_{\text{рез}}$ визначається як відношення середніх значень $(\alpha_{\text{г}} T_{\text{г}})_{\text{сер}}$ і $\alpha_{\text{гсер}}$, які можна визна-

чити методом графічного інтегрування в результаті побудови кривих теплопередачі (рис. 8.3).

Значення середньої результуючої теплопередачі $T_{\text{рез}}$ завжди вище середньої інтегральної температури $T_{\text{гінт}}$, оскільки коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки $\alpha_{\text{г}}$ залежить від температури і має найбільше значення при високих температурах газів в циліндрі $T_{\text{г}}$.

Дослідні значення:

чотиритактні

двигуни — $t_{\text{рез}} = (1,6 \dots 1,8) t_{\text{гінт}}$;

двотактні двигуни — $t_{\text{рез}} = (1,4 \dots 1,6) t_{\text{гінт}}$.

Температуру охолоджувальної води визначають звичайно як середню арифметичну, оскільки межі змінювання її незначні:

$$T_{\text{в}} = \frac{T_{\text{в}}'' - T_{\text{в}}'}{2},$$

де $T_{\text{в}}''$, $T_{\text{в}}'$ — температура охолоджуваної води на вході і виході із двигуна.

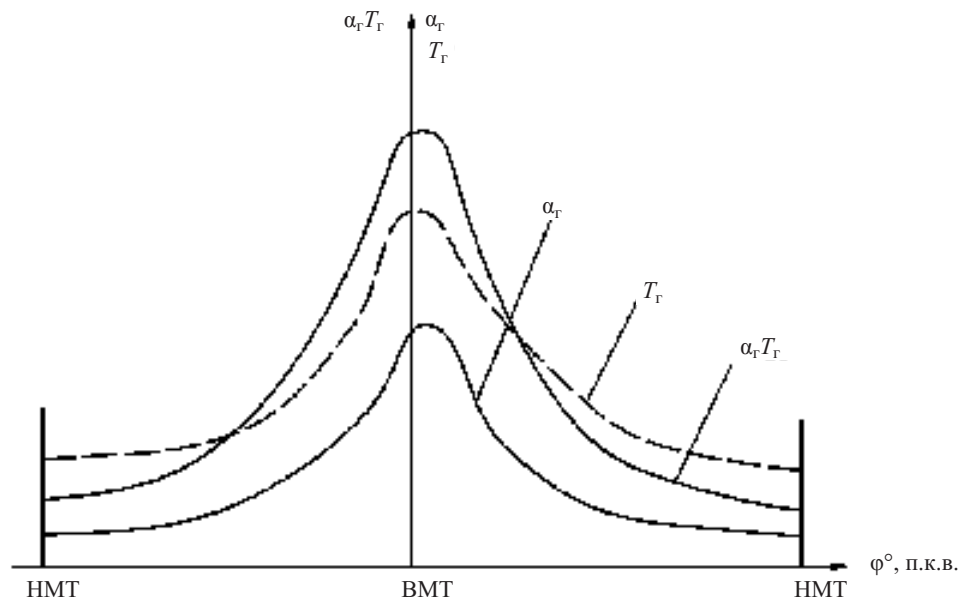


Рисунок 8.3. Криві змінювання $\alpha_{\text{г}}$, $T_{\text{г}}$, $\alpha_{\text{г}} T_{\text{г}}$ за кутом повороту φ , ° п.к.в., двотактного двигуна

8.3 Коефіцієнти тепловіддачі α_r і α_b

При вивченні процесів теплопередачі в суднових ДВЗ однією з найбільш складних задач є знаходження коефіцієнтів тепловіддачі від гарячих газів до стінок циліндра.

Як уже відмічалось, процес передачі від газів до стінок є нестационарним і залежить від цілого ряду змінних чинників: неоднорідності значень T_r і α_r по об'єму газу, циклових змінювань температури на гарячих поверхнях стінок, особливостей робочих процесів і конструкцій двигунів. Коефіцієнт тепловіддачі α_r залежить від швидкості газу відносно стінок циліндра, пов'язаної із середньою швидкістю поршня; фізичних властивостей газів в циліндрі (коефіцієнт теплопровідності, в'язкість, щільність, питома теплоємність); геометричних розмірів та форми теплосприймальних поверхонь. Складність процесів, які відбуваються в циліндрі двигуна, не дозволяють отримати точну і придатну формулу для α_r , а також скористатися формулами із теорії класичного теплообміну.

Тому коефіцієнт тепловіддачі α_r визначають за емпіричними формулами, кожна з яких придатна для вузького класу двигунів. В основі цих формул лежить степенева функція тиску в циліндрі p_r , температури газів в циліндрі T_r , середньої швидкості c_m і тиску наддуву p_k , яка має такий загальний вигляд:

$$\alpha = a \cdot c_m^x \cdot p_r^y \cdot T_r^z \cdot p_k^w \quad (8.10)$$

де a, x, y, z, w — емпіричні коефіцієнти.

Із великої кількості емпіричних формул для визначення α_r виберемо тільки найбільш перевірені та поширені для суднових ДВЗ.

При дослідженні теплопередачі чотиритактних двигунів без наддуву часто користуються формулою Ейхельберга:

$$\alpha_r = 2,43 \sqrt[3]{c_m} \cdot \sqrt{p_r \cdot T_r} \quad (8.11)$$

Для суднових ДВЗ з наддувом формула Ейхельберга уточнюється:

$$\alpha_r = 13,95 \sqrt[3]{c_m} \cdot \sqrt{p_r \cdot T_r} \cdot \sqrt[4]{p_k} \quad (8.12)$$

Для двотактних ДВЗ рекомендується користуватись формулою Вошні:

$$\alpha_r = 50,47 \frac{(c_m \cdot p_r)^{0,786}}{T_r^{0,526}} \quad (8.13)$$

Для чотиритактних ДВЗ на базі обробки великої кількості експериментальних даних В. С. Семеновим отримана формула:

$$\alpha_r = 1,12 D^{-0,25} \sqrt[3]{c_m} \sqrt[4]{p_r} \sqrt[4]{T_r} \quad (8.14)$$

На жаль, всі розглянуті в якості прикладів формули і багато інших, що отримані в результаті досліджень, проведених на різних типах двигунів, придатні для означеної групи двигунів, що мають аналогічні характеристики робочого циклу і конструкції. Крім того, недоліком всіх приведених формул є те, що постійні емпіричні коефіцієнти відносяться до номінального режиму, тоді як судові двигуни працюють, в основному, за швидкісними характеристиками; в цих випадках необхідно мати додаткові залежності змінювання постійних коефіцієнтів для часткових режимів.

Таким чином, беручи до уваги велику розмаїтість умов теплопередачі в двигунах різноманітної конструкції та з різними системами сумішоутворення і згоряння, а також різним ступенем форсування як за середнім ефективним тиском p_e , так і за частотою обертання n , не представляється можливим дати загальну для всіх типів двигунів достатньо точну формулу для визначення α_r . Однак, для практичних цілей і порівняння теплонапруженості дви-

гунів в різних умовах їх роботи достатньо мати наближені формули, придатні для двигунів означеної групи, а також даного процесу сумішоутворення і згоряння.

Коефіцієнт тепловіддачі α_b від стінок в охолоджувальну воду, згідно дослідних даних, змінюється в межах 1400...3910 Вт/м²К.

Величина α_b залежить від швидкості руху охолоджувальної води w_b і властивостей охолоджувальної поверхні. Для судових ДВЗ α_b визначають за формулою Зонекена:

$$\alpha_b = 349 + 2090 \sqrt{w_b},$$

де w_b — швидкість охолоджувальної води, яка складає 0,5...1,7 м/сек.

$$\alpha_m = \frac{0,555 \cdot 10^{3,495}}{(s + 0,0006)^{0,28}} \cdot G_m^{0,445} \left(\frac{T_n - 273}{T_m - 273} \right)^{0,445}, \quad (8.16)$$

де s — висота каналу для протока масла; G_m — кількість масла, що підводиться до поршня; T_n — середня температура поршня зі сторони охолодження; T_m — середня температура масла.

Коефіцієнт тепловіддачі від днища поршня до охолоджувального масла α_m залежить від способу охолодження. Для оцінки середнього коефіцієнта тепловіддачі при струминному способі охолодження днища поршня користуються формулою Г. Б. Розенбліта:

$$\alpha_m = 981 \frac{V_m^{0,63}}{d^{1,63} \cdot i^{0,81} \cdot v_m^{0,25}}, \quad (8.15)$$

де V_m — об'ємна витрата масла; d та i — діаметр і кількість отворів форсунки; v_m — кінематична в'язкість масла.

При циркуляційному способі охолодження поршня маслом задовільні результати дає формула Б. Я. Гінцбурга:

При водяному охолодженні поршня для визначення α_b можна користуватись формулою Зонекена, враховуючи швидкість руху води w_b .

8.4 Теплонапруженість судових ДВЗ

Ступінь можливого форсування судових двигунів в більшості випадків обмежується теплонапруженістю їх деталей. Під теплонапруженістю слід розуміти температурний стан деталей, який характеризується абсолютними значеннями температур і температурних градієнтів. Їх похідними є механічні властивості матеріалу, температурні напруження, умови змащування тертьових поверхонь та ін., що вже безпосередньо визначає надійність і довговічність деталей і вузлів двигуна. Подальше їх форсування за середнім ефективним тиском і обертами багато в чому залежить від

того, наскільки вдало буде вирішено питання про зниження теплонапруженості деталей. Основною кінцевою задачею практичних розрахунків теплообміну в ДВЗ є визначення температурного стану теплонапружених деталей, розподіл теплових потоків по окремим елементам їх поверхонь і температурних напружень. На цій основі можливий вибір найбільш раціонального конструктивного виконання деталей і систем охолодження двигуна.

Підвищення питомої потужності судових двигунів шляхом наддуву обмежуються в основному двома чинниками:

рівнем механічної напруженості і рівнем теплонапруженості деталей циліндро-поршневої групи.

За механічними напруженнями деталі двигуна мають достатні запаси міцності.

Теплонапруженість двигунів визначається тепловим станом деталей ЦПГ і оцінюється цілим комплексом показників. На відміну від запасів механічної міцності розрив між граничними значеннями показників теплонапруженості і значеннями цих показників на експлуатаційних режимах невеликий. Перевищення показниками теплонапруженості їх граничних значень приведе до виходу двигуна із ладу. В зв'язку з цим проблема зниження теплонапруженості і її контролю є однією з найважливіших проблем розвитку двигунобудування, а дослідження теплового стану деталей ЦПГ стали необхідною ланкою у вирішенні проблем в подальшому підвищенні потужності і забезпеченні надійності роботи суднових ДВЗ.

Показники, що характеризують теплонапруженість двигуна, діляться на дві групи. До першої групи відносяться безпосередні показники, до другої — побічні показники теплонапруженості.

До *безпосередніх показників* теплонапруженості відносяться значення температурних напружень в стінках теплопередавальних деталей і значення температур у визначених характерних точках деталей ЦПГ.

Температурні напруження залежать в основному від перепадів температур в стінках. Наприклад, для втулок циліндрів з відносно тонкими стінками ($R_2/R_1 \leq 1,1$, де R_1 та R_2 — внутрішній і зовнішній радіуси) температурні напруження змінюються прямо пропорційно змінюванню перепаду температур і приблизно можуть бути визначені за формулою:

$$\sigma_T = \pm \frac{\alpha_T E \Delta T}{2(1-\mu)}. \quad (8.17)$$

де α_m — коефіцієнт лінійного розширення металу втулки; E — модуль пружності металу втулки; ΔT — перепад температур по товщині втулки; μ — коефіцієнт Пуассона.

Перепад температур на усталеному тепловому режимі пропорційний товщині втулки:

$$\Delta T = T_1 - T_2 = \frac{q}{\lambda} \cdot s,$$

де q — питомий тепловий потік; s — товщина стінки.

З урахуванням цього виразу формула (8.17) прийме вигляд:

$$\sigma_T = \pm \frac{\alpha_T E q s}{2(1-\mu)\lambda}. \quad (8.18)$$

Тобто температурні напруження пропорційні товщині стінки і питомому тепловому потоку.

Механічні напруження розтягнення для втулки циліндра, наприклад, приблизно визначаються за формулою:

$$\sigma_p = \frac{p_z D}{2s}. \quad (8.19)$$

Механічні напруження зі збільшенням товщини стінки s знижуються. При підвищенні потужності двигунів шляхом наддуву зростають значення максимального тиску згоряння p_z і питомого теплового потоку q , тобто параметрів, які підвищують як механічну, так і теплову напруженість двигуна. Задача збереження механічних напружень в допустимих межах потребує збільшення товщини стінки s . Але при цьому підвищуються температурні напруження. Для забезпечення надійної роботи двигуна потрібно, щоб сумарні теплові і механічні напруження не перевищували допустимих.

При створенні або модернізації двигунів це являється однією із умов обмеження гранично допустимого навантаження (середнього ефективного тиску p_e) і вибору конструкції та матеріалів деталей ЦПГ і компоновки камер згоряння. Широко застосовуються монолітні конструкції деталей ЦПГ з каналами для охолоджувальної рідини. Це конструкційне рішення вирішило проблему одночасного зниження теплових і механічних напружень.

Температура в означених характерних точках деталей ЦПГ (рис. 8.4) поряд з температурними напруженнями служить в якості безпосередніх показників теплонапруженості.

Точка 1. Температура поршня над канавкою першого ущільнювального кільця. Від цієї температури, а також від сортів палива і масла залежить стан масляної плівки і рухомість поршневих кілець в канавках поршня. Для мінеральних циліндрових масел температура, при якій починається інтенсивне лакоутворення, складає $230...250^{\circ}\text{C}$. Якщо під час роботи двигуна температура поршня в районі поршневих кілець досягне такого рівня, то через лакоутворення в канавках ущільнювальні поршневі кільця втрачають рухомість — гази прориваються до тронку поршня, який буде нагріватись. Внаслідок теплового розширення зменшується зазор між поршнем і втулкою циліндра — виникає напівсухе або сухе тертя, від якого окремі ділянки поверхні тертьових деталей нагріваються до температури плавлення металу. В результаті може відбуватись задирання втулки і поршня або заїдання поршня.

Для того, щоб запобігти лакоутворенню в канавках поршневих кілець, температура поршня над канавкою першого ущільнюваного кільця не повинна перевищувати $150...180^{\circ}\text{C}$. Нерідко виникають причини, які викликають її пе-

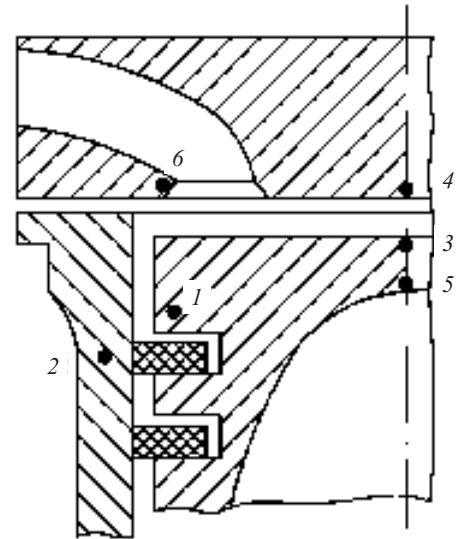


Рисунок 8.4. Розміщення характерних точок на деталях ЦПГ

ріодичне підвищення до $220...230^{\circ}\text{C}$, але до лакоутворення це ще не приводить. Більш високий рівень вже небезпечний.

Точка 2. Температура внутрішньої поверхні втулки циліндра на рівні першого ущільнюваного кільця при положенні поршня у ВМТ із аналогічних міркувань не повинна перевищувати 190°C . В нижній частині втулки для запобігання підвищенню зносів, особливо при використанні сірчастих палив, температура поверхні повинна бути вище точки роси пари сірчаної кислоти і водяної пари.

Точка 3. Максимальна температура в центрі днища поршня зі сторони газів в цілях забезпечення достатньої міцності та довговічності поршня не повинна перевищувати $430...500^{\circ}\text{C}$. При вищій температурі змінюється структура металу і знижуються його механічні властивості — метал «вигоряє». Таке явище спостерігається при зависанні голки форсунки, перекручуванні форми факелу внаслідок закоксування сопел форсунки, надмірному зносі сопел форсунки, перевантаженні циліндра.

Точка 4. Максимальна температура днища кришки циліндра. Кришка циліндра є однією з найбільш складних деталей. Наявність форсунок і клапанів ускладнює задачу забезпечення її міцності. З метою збереження в допустимих межах сумарних температурних і механічних напружень температура днища кришки повинна бути не вище 350...370 °С.

Точка 5. Максимальна температура днища поршня зі сторони масла при масляному охолодженні з метою запобігання лакоутворення не повинна перевищувати 200 °С. При температурі більше 230...250 °С на охолоджуваних поверхнях утворюються відкладення, внаслідок чого погіршується теплопередача, перегріваються стінки поршня, знижується міцність металу, можуть виникати тріщини в поршні.

Точка 6. Максимальна температура посадочного поясу випускного клапана (в чотиритактних двигунах і двотактних з прямоточно-клапанною системою газообміну) не повинна перевищувати 500 °С. При температурі вище 550 °С утворюються умови для корозії посадочного поясу клапана. Солі ванадія і натрія, які містяться в золі після згоряння палива, набувають пластичного стану або плавляться і прилипають до нагрітих поверхонь клапана — порушується його щільність. Як наслідок — це приводить до утворення свищів і вигорянню металу тарілки і сідла клапану. Такі явища спостерігаються при використанні важких палив з високим вмістом сполучень ванадію і натрію при тривалій роботі з перевантаженням по теплонапруженості.

Контроль безпосередніх показників теплонапруженості дозволяє з високою достовірністю оцінити тепловий стан деталей ЦПГ на усталеному режимі роботи двигуна. Однак, на даному етапі розвитку двигунобудування необхідною

для цього вимірювальною апаратурою двигуни серійного виробництва поки не обладнуються через недостатню її надійність.

Температуру в стінках деталей ЦПГ визначають на головних зразках двигунів при спеціальних дослідженнях теплонапруженості безпосереднім вимірюванням за допомогою термопар, а напруження — за допомогою спеціальних тензодатчиків.

У зв'язку зі складністю і недостатньо високою надійністю вимірювальної техніки, за допомогою якої визначають розглянуті безпосередні показники теплонапруженості, рівень теплонапруженості в експлуатації оцінюють переважно за *побічними показниками*, в якості останніх використовують питомий тепловий потік в охолоджуване середовище, умовні критерії теплонапруженості, температуру відпрацьованих газів, температуру деталей ЦПГ в місцях, зручних для вимірювання.

Питомий тепловий потік в охолоджуване середовище зручний для оцінки теплонапруженості тим, що він може бути визначений двома різними способами: експериментальним шляхом і аналітично в результаті розрахунку теплопередачі.

За величиною питомого теплового потоку може бути дана оцінка теплонапруженості двигуна в процесі його проектування, при модернізації і в експлуатації.

При проведенні експериментальних досліджень питомий тепловий потік визначають за формулою:

$$q = \frac{G_b}{3600F} c_b (T_b'' - T_b'), \quad (8.20)$$

де G_b — маса води, циркулюючої через охолоджувану порожнину;

F — площа охолоджуваної порожнини;

c_b — питома теплоємність охолоджувальної води;

$T''_в$ і $T'_в$ — температура охолоджувальної води на вході та виході двигуна.

Розрахункове значення питомого теплового потоку може бути визначене з рівняння теплопередачі:

$$q = k(T_{\text{рез}} - T_в), \quad (8.21)$$

де k — коефіцієнт теплопередачі;

$T_{\text{рез}}$ — середня результуюча температура.

За дослідними даними на номінальному режимі в двотактних двигунах внутрішнього згорання питомий тепловий потік $q = 175 \dots 350 \text{ кВт/м}^2$, в чотиритактних — $q = 90 \dots 210 \text{ кВт/м}^2$.

Задача оцінки теплонапруженості за питомим тепловим потоком відносно складна і трудоемка. Для оперативної порівняльної оцінки рівня теплонапруженості ще на стадії проектування двигуна можуть бути використані умовні критерії теплонапруженості. Найбільш широко використовують *умовні критерії теплонапруженості*, значення яких при змінюванні експлуатаційних чинників змінюються пропорційно питомому тепловому потоку. Наприклад, на основі дослідних даних при змінюванні питомого теплового потоку в залежності від параметрів робочого циклу багатьох двигунів А. К. Костіним запропоновано для оцінки теплонапруженості окремих деталей:

а) поршень:

$$K_{\text{п}} = b_{\text{п}} \cdot c_m^{0,5} \left(\frac{D}{\eta_{\text{п}} p_{\text{к}}} \right)^{0,38} \left(p_e g_e \frac{T_{\text{к}}}{T_0} \right)^{0,88}; \quad (8.22)$$

б) втулка:

$$K_{\text{в}} = b_{\text{в}} \cdot c_m^{0,566} D^{-0,5} (\eta_{\text{п}} p_{\text{к}})^{-0,434} p_e g_e T_{\text{к}} \quad (8.23)$$

де $b_{\text{п}}$ — дослідний коефіцієнт, для чотиритактних двигунів $b_{\text{п}} = 1,05$, для двотактних $b_{\text{п}} = 1,78$;

$b_{\text{в}}$ — дослідний коефіцієнт, для чотиритактних двигунів $b_{\text{в}} = 148$, для двотактних $b_{\text{в}} = 263$.

Умовні критерії дозволяють робити порівняльну оцінку рівня теплонапруженості деталей ЦПГ ще на стадії проектування, оскільки вони визначаються за показниками, отриманими в результаті розрахунку робочого циклу двигуна. Встановлюються граничні значення умовних критеріїв. Так, наприклад, для поршнів різних типів $K_{\text{п}}$ складає:

чавунні неохолоджувані —	4,0;
алюмінієві неохолоджувані —	6,0;
охолоджувані маслом поршні в замкнутому об'ємі —	6,6;
поршні, охолоджувані маслом оприскуванням —	8,0;
поршні, охолоджувані маслом циркуляцією —	10,0.

Якщо значення $K_{\text{п}}$ вище граничного, то поршні даної конструкції у зв'язку з їх надмірною теплонапруженістю використовувати не рекомендується. В такому випадку треба переходити на інший матеріал поршня або інший спосіб охолодження. При $K_{\text{п}}$ вище 10,0, як правило, використовується водяне охолодження поршня.

Аналізуючи залежності (8.22) і (8.23), неважко встановити основні шляхи зниження теплонапруженості двигуна. Вони такі: збільшення коефіцієнта надлишку повітря (зниження середнього ефективного тиску); змінювання середньої швидкості поршня; підвищення економічності двигуна (зниження g_e); зниження температури і підвищення тиску наддувного повітря. Діаметр циліндра D впливає на теплонапруженість розглянутих деталей по-різному. Так, збільшення D викликає підвищення теплонапруженості поршня і зниження теплонапруженості втулки.

В той же час умовні критерії теплонапруженості характеризують теплонапруженість двигуна в цілому і не можуть характеризувати теплонапруженість окремого циліндра і його деталей у випадку

відхилення параметрів робочого циклу циліндра від середніх значень по двигуну.

Температура відпрацьованих газів як побічний показник теплонапруженості.

Достоїнством цього показника являється можливість оцінки теплонапруженості кожного циліндра окремо, простота і доступність безпосереднього вимірювання за допомогою вимірювальних приладів на судні (в якості вимірювальних приладів використовуються термометри або термопари). По двигуну кожного типу із результатів стендових випробувань відома температура відпрацьованих газів, що відповідає номінальному режиму роботи. Перевищення цього значення в експлуатації засвідчує про перевищення рівня теплонапруженості, який допустимий для тривалої роботи.

Однак, цей показник має недостатню інформативність. Інколи внаслідок неякісного розпилювання палива при роботі двигуна на важких паливах або при підвищених навантаженнях циліндра відбувається закоксування і залягання поршневих кілець чи їх поломка через перегрів днища поршня. Але при цьому у багатциліндрового двигуна з надду-

вом ні колір відпрацьованих газів, ні їх температура помітно не змінюється, так що помітити такі явища на ранній стадії їх розвитку без інших засобів контролю теплонапруженості важко.

Найбільш достовірним із побічних показників теплонапруженості деталей ЦПГ є *температура деталей ЦПГ в місцях, зручних для вимірювання*. Цей спосіб контролю теплонапруженості застосовують в автоматизованих дизельних установках. Температуру вимірюють за допомогою термопар, які заправляють у втулку циліндра. Порівняння температури в точці вимірювання з температурою в тій же точці, яка отримана на номінальному режимі при стендових випробуваннях двигуна, дозволяє оцінити відносний стан теплонапруженості деталей ЦПГ кожного циліндра окремо і вжити своєчасних заходів, якщо рівень теплонапруженості виходить за межі допустимого. В автоматизованих дизельних установках у випадку підвищення температури понад встановлене граничне значення в будь-якій точці вимірювання автоматично знижується потужність двигуна шляхом зменшення подачі палива в циліндр.

Завдання та запитання для самоконтролю

1. Який головний процес теплопередачі в ДВЗ?
2. Як відбувається віддача теплоти від газів в стінку?
3. Визначити температуру стінок поверхні втулки робочого циліндра.
4. Що таке середня інтегральна та середня результуюча температури?
5. В чому полягають труднощі при визначенні коефіцієнта тепловіддачі від газів в стінку?
6. Що таке безпосередні показники теплонапруженості?
7. Визначити побічні показники теплонапруженості.

ХАРАКТЕРИСТИКИ СУДНОВИХ ДВЗ

Робота суднового двигуна характеризується цілим рядом параметрів, які умовно можна поділити на три групи:

енергетичні — ефективна N_e та індикаторна N_i потужності, крутний момент M_k , середній ефективний p_e і середній індикаторний p_i тиски та ін.;

економічні — питома ефективна g_e та індикаторна g_i витрати палива, індикаторний η_i , ефективний η_e і механічний η_m коефіцієнти корисної дії, тощо;

експлуатаційні — температури і тиски робочих тіл, що характеризують роботу двигуна і систем, які його обслуговують

(температури випускних газів t_t , охолоджувальної води t_v і масла t_m , максимальний тиск згоряння p_z , тиск наддувального повітря p_k , тиск масла p_m та ін.).

Залежність сукупності наведених параметрів від одного з них, взятого за аргумент, за тих чи інших визначальних умов називається *характеристикою суднового ДВЗ*.

Існують такі способи задання характеристик: аналітичний, табличний та графічний. Найбільш точний — аналітичний, найбільш наглядний — графічний.

9.1 Класифікація характеристик суднових ДВЗ

Швидкісні характеристики — залежність енергетичних, економічних та експлуатаційних показників від частоти обертання колінчатого вала (загальне визначення). У свою чергу, серед швидкісних слід виділити:

зовнішню характеристику — залежність показників двигуна від частоти обертання при фіксованому положенні органа управління подачею палива (рейки паливних насосів високого тиску);

гвинтову характеристику — залежність показників двигуна від частоти обертання за умови його роботи на гребний гвинт чи пристрій, імітуючий його роботу.

Навантажувальні характеристики — залежність економічних та експлуатаційних показників роботи двигуна від показника, який характеризує навантаження (потужність, крутний момент, середній ефективний тиск, тощо) при постійній частоті обертання колінчатого вала.

Регульовальні характеристики — залежність енергетичних, економічних та експлуатаційних показників роботи двигуна від показника, який під час випробувань піддається регулюванню. Ці характеристики призначаються для вибору значення того чи іншого показника, який забезпечує отримання найкращих енергетичних, економічних та експлуатаційних параметрів роботи двигуна, і знімаються на стендах заводу, що виготовляє двигуни. Регульовальні характеристики можуть бути за кутом випередження подачі палива, складом суміші, температурою охолоджувальної води та іншими показниками.

Регуляторні характеристики — залежність енергетичних, економічних та експлуатаційних показників двигуна від частоти обертання колінчатого вала при фіксованому положенні рукоятки управління регулятором.

Обмежувальні характеристики — залежність енергетичних, економічних та експлуатаційних показників двигуна від частоти обертання колінчатого вала або потужності двигуна за умови зберігання в допустимих межах параметрів, які характеризують механічну і теплову напруженість основних деталей двигуна — циліндро-поршневої групи і колінчатого вала.

Універсальні (багатопараметрові) характеристики — це характеристики, що побудовані в координатах двох основних параметрів (здебільшого N_e і n) з нанесенням інших показників у вигляді кривих, що відповідають їх сталим значенням. Для побудови таких характеристик необхідно мати серію навантажувальних характеристик, отриманих на різних швидкісних режимах, чи серію швидкісних при різних подачах палива. У вибраних координатах наносять точки, що відповідають однаковим значенням

будь-якого іншого параметра. Таким чином отримують серію параметрових кривих, тобто кривих рівних значень даного параметра.

Характеристики холостого ходу — залежність показників роботи двигуна від частоти обертання колінчатого вала при роботі двигуна без зовнішнього навантаження ($N_e = 0$), тобто на холостому ходу. Характеристика холостого ходу дозволяє визначити максимальну частоту обертання холостого ходу, що забезпечується регулятором, та мінімальну стійку частоту обертання, яка визначається властивостями двигуна.

Наявність характеристик, про які говорилось вище, дозволяє вирішувати наступні основні питання, пов'язані з проектуванням та експлуатацією суднових ДВЗ:

- підібрати двигун до споживача і визначити гранично допустимий режим роботи двигуна на судні;
- регулювати двигун і встановлювати для нього оптимальні умови роботи;
- контролювати якість роботи двигуна в експлуатації шляхом порівняння ряду вимірюваних на судні параметрів з такими, що приведені на тій чи іншій характеристиці.

Слід зауважити, що характеристики, про які йшлося вище, крім гвинтових, відносять до власних характеристик двигуна, тобто таких, що встановлюють закономірності змінювання параметрів роботи двигуна незалежно від особливостей споживача потужності двигуна. Таким чином, власні характеристики двигуна розкривають енергетичні та економічні ресурси, закладені в двигуні як незалежному механізмі, і визначаються його конструктивними параметрами та характером протікання робочого циклу.

Гвинтова характеристика визначається закономірностями, пов'язаними з осо-

бливостями роботи гребного гвинта, як споживача потужності.

Для з'ясування сумісної роботи двигуна з гребним гвинтом потрібно розглянути у взаємодії власні характеристики двигуна та характеристики гребного гвинта.

Часто при експлуатації судових ДВЗ посиляються на те, що двигун «не тягне», не розвиває повну частоту обертання,

працює при підвищених витратах палива і температурах випускних газів чи не забезпечує розрахункову швидкість руху судна. Причини цього звичайно шукають в головних двигунах, хоча насправді в багатьох випадках це викликається зміною стану корпусу судна та показників роботи гребних гвинтів при зміні швидкості судна.

9.2 Загальні положення методики побудови характеристик судових ДВЗ

Для аналізу характеристик доцільно використовувати такі взаємозв'язки основних параметрів робочого циклу, які відомі з теорії ДВЗ.

Відомо, що індикаторна N_i та ефективна N_e потужності двигуна відповідно можуть бути виражені у вигляді:

$$N_i = c \cdot p_i \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot z \cdot i \text{ та}$$

$$N_e = c \cdot p_e \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot z \cdot i,$$

де середній ефективний p_e та індикаторні p_i тиски пов'язані механічним ККД η_m двигуна — $p_e = p_i \cdot \eta_m$.

Для конкретного двигуна діаметр циліндра D , хід поршня S , коефіцієнт тактності z та кількість циліндрів i є заданими. У такому випадку:

$$N_i = c_1 \cdot p_i \cdot n; \quad (9.1)$$

$$N_e = c_1 \cdot p_e \cdot n = c_1 \cdot p_i \cdot \eta_m \cdot n. \quad (9.2)$$

Стала $c_1 = c \cdot D^2 \cdot S \cdot z \cdot i$ може бути підрахована за відомими значеннями D , S , z , i .

Індикаторну та ефективну потужності можна виразити в залежності від циклової подачі палива.

Відомий вираз

$$N_i = \frac{G_n \cdot Q_n}{3600} \cdot \eta_i,$$

в якому G_n — годинна витрата палива:

$$G_n = q_n \cdot 60 \cdot n \cdot z \cdot i,$$

де q_n — циклова подача палива, після підстановки c_2 набуде вигляду:

$$N_i = c_2 \cdot q_n \cdot \eta_i \cdot n, \quad (9.3)$$

в якому стала

$$c_2 = 60 \cdot z \cdot i \cdot \frac{Q_n}{3600}.$$

Аналогічно ефективна потужність:

$$N_e = c_2 \cdot q_n \cdot \eta_e \cdot n = c_2 \cdot q_n \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot n. \quad (9.4)$$

Якби значення середнього індикаторного тиску p_i та механічного ККД η_m при фіксованому положенні рейки паливного насоса не залежали від швидкісного режиму, тобто від частоти робочих циклів, то індикаторна та ефективна потужності двигуна були б лінійними функціями частоти обертання двигуна і зображувалися б прямими лініями, які проходять через початок координат. Насправді це не так.

З теорії ДВЗ відомо, що індикаторний та ефективний тиски розраховуються у відповідності до виразів:

$$p_i = c_3 \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_n \cdot \gamma_k; \quad (9.5)$$

$$p_e = c_3 \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_n \cdot \eta_m \cdot \gamma_k, \quad (9.6)$$

де c_3 — стала величина.

Як відомо, індикаторний ККД η_i , коефіцієнт надлишку повітря α , коефіцієнт наповнення циліндра η_n , механічний ККД η_m , щільність повітря γ змінюються зі зміною частоти обертання n , а значить — змінюють своє значення і середні тиски p_e та p_i .

З'ясування характеру змінювання параметрів η_n , α , η_i , η_m , γ_k та q_c будемо проводити в послідовності перебігу процесів перетворення хімічної енергії палива в теплову, а потім в механічну роботу.

До таких процесів належать:

1. *Процес наповнення циліндрів.* Циклова подача повітря $G_{\text{ци}}$ в залежності від режиму роботи двигуна буде змінюватися у відповідності з рівнянням:

$$G_{\text{ци}} = V_s \cdot \eta_n \cdot \gamma_k. \quad (9.7)$$

2. *Процес сумішоутворення.* Якість сумішоутворення буде характеризуватись співвідношенням між кількістю повітря і палива, тобто коефіцієнтом надлишку повітря:

$$\alpha = \frac{V_s \cdot \eta_n \cdot \gamma_k}{L'_0 \cdot q_c}. \quad (9.8)$$

Слід зауважити, що на якість сумішоутворення впливає змінювання режиму роботи двигуна.

3. *Індикаторний процес,* тобто процес перетворення хімічної енергії палива спочатку в теплову, а потім в індикаторну роботу газів. Ступінь перетворення підведеної теплоти в індикаторну роботу характеризується величиною індикаторного ККД. Дослідження показують, що основним фактором, який впливає на величину і характер змінювання індикаторного ККД в справного і нормально відрегульованого двигуна, є коефіцієнт надлишку повітря α . Але якщо абсолютна величина η_i суттєво залежить від конструкції двигуна, то характер змінювання відносного значення $\bar{\eta}_i$ для всіх двигунів

виявляється практично однаковим в реальних межах змінювання α .

На основі результатів випробувань великої кількості двигунів багатьма авторами були побудовані графіки змінювання відносного індикаторного ККД

$$\bar{\eta}_i = \frac{\eta_i}{\eta_{i\alpha=1}} \quad (\text{по відношенню до значення } \eta_i$$

при $\alpha = 1$) в залежності від α . Таким чином, для подальших досліджень візьмемо дослідну залежність $\bar{\eta}_i = f(\alpha)$, що наведена на рис. 9.1.

4. *Ефективний процес,* тобто процес перетворення індикаторної роботи в ефективну потужність, що знімається з фланця відбору потужності, який характеризується механічним ККД η_m .

Визначимо формулу для знаходження механічного ККД двигуна, базуючись на основній залежності:

$$\eta_m = 1 - \frac{N_m}{N_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i}. \quad (9.9)$$

Як відомо, середній тиск механічних втрат $p_m = a_1 + b_1 n$, де a_1 і b_1 — сталі коефіцієнти.

Величину p_i можна визначити за відомою формулою Б. С. Стечкіна:

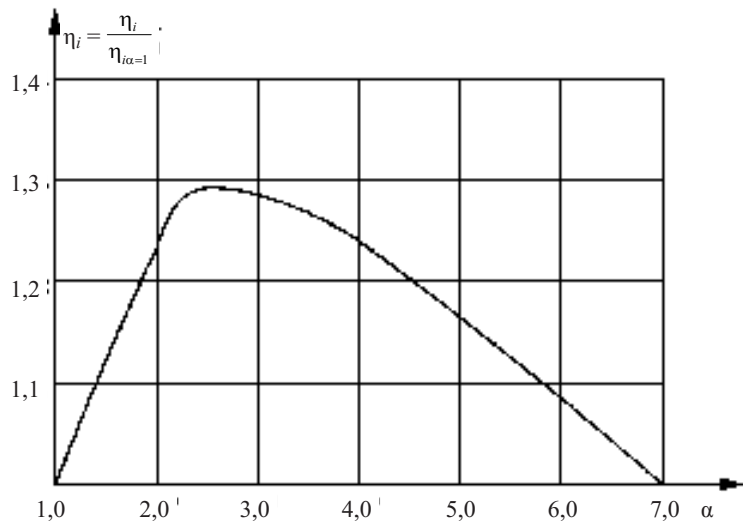
$$p_i = 0,0427 \frac{Q_n}{V_s} q_c \cdot \eta_i = c_5 \cdot q_c \cdot \eta_i,$$

де $c_5 = 0,0427 \frac{Q_n}{V_s}$ — стала величина.

На основі наведених формул можна отримати наступний вираз для механічного ККД:

$$\eta_m = 1 - \frac{a_1 + b_1 \cdot n}{c_5 \cdot q_c \cdot \eta_i}. \quad (9.10)$$

Не важко помітити, що між визначальними параметрами кожного з чотирьох процесів ($G_{\text{ци}}$, α , η_i та η_m) є логічний взаємозв'язок, і якщо можна буде знайти характер змінювання цих параметрів при роботі двигуна за тією чи іншою харак-

Рисунок 9.1. Залежність відносного індикаторного ККД η_i від α

теристикою, то з достатнім ступенем точності можна побудувати криві змінювання будь-яких параметрів двигуна. Слід зауважити, що у відповідності до постав-

леної задачі аналізу ці криві будуть відображати тільки якісну картину.

Розглянемо більш детально окремі характеристики суднових ДВЗ.

9.3 Зовнішні характеристики суднових ДВЗ

Окремим випадком швидкісної характеристики є *абсолютна зовнішня характеристика*, що являє собою залежність граничної, теоретично досяжної потужності від частоти обертання двигуна. Введення поняття «абсолютна зовнішня характеристика» не означає можливості роботи за нею. Більше того, в літературі не наводиться навіть випадків зняття таких характеристик для суднових двигунів. Це пояснюється тим, що робота двигуна на режимі абсолютної зовнішньої характеристики і близьких до неї неприпустима, оскільки це пов'язано з такими механічними перенавантаженнями та тепловою перенапруженістю двигуна, які призведуть до його руйнування.

Для захисту двигуна від можливих надмірних перенавантажень завод-виго-

товлювач звичайно встановлює на рейці паливного насоса високого тиску упор, який обмежує її хід, а отже, і величину циклової подачі палива.

Залежність ефективної потужності двигуна від частоти обертання при максимально можливих подачах палива за цикл, визначених постійним для всіх частот обертання положенням рейки на упорі насоса, називається *максимальною зовнішньою характеристикою*.

Часткові характеристики — це залежності ефективної потужності двигуна від частоти обертання при зменшених (часткових), але постійних ходах рейки паливного насоса високого тиску двигуна.

Часткова зовнішня характеристика, що проходить через точку $N_{ен}, n_n$ номінального режиму, називається *номінальною*.

Вона знімається при відведенні рейки паливного насосу від упору, тобто при зменшенні на 10...20% (в порівнянні з максимальною) подачі палива.

Проте тривала робота на режимах номінальної зовнішньої характеристики при $n \ll n_n$ також викликає теплове чи механічне перенавантаження.

Часткова зовнішня характеристика, яка проходить через точку $N_{e_{\text{екс}}}$ та $n_{\text{екс}}$ найбільшої потужності, що допускається в експлуатації для тривалої роботи, називається *експлуатаційною*. Рейка паливного насосу відводиться на 10...15% від номінального положення в бік зменшення.

Часткова зовнішня характеристика, що проходить через точки мінімальної потужності на відповідній частоті обертання, називається *мінімальною*. Можливі зовнішні характеристики показані на рис. 9.2.

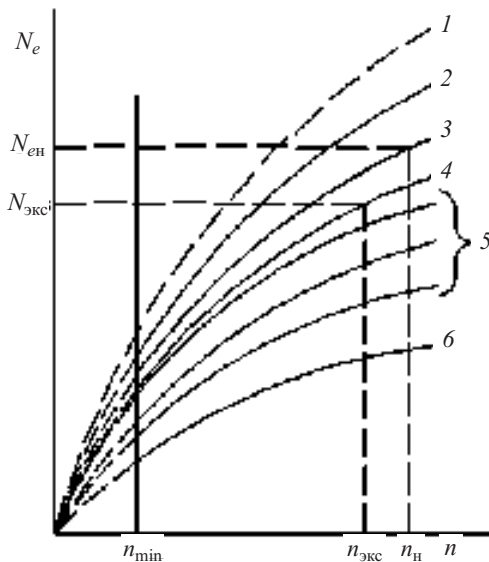


Рисунок 9.2. Зовнішні характеристики двигуна:

1 — абсолютна; 2 — максимальна; 3 — номінальна; 4 — експлуатаційна; 5 — часткові; 6 — мінімальна

Таким чином, двигун може працювати без обмежень в межах від експлуатаційної до мінімальної зовнішніх характеристик.

Оскільки спостерігається значна різниця в характері змінювання подачі повітря на цикл при різних системах повітропостачання, то спочатку побудуємо зовнішню характеристику двигуна без наддуву.

Розглянемо змінювання основних чотирьох параметрів ($G_{\text{пц}}$, α , η_i , η_m), які визначають зміну всіх інших, згідно з послідовністю процесів, що була розглянута раніше. Якісну картину змінювання цих та інших параметрів будемо показувати графічно, як показано на рис. 9.3, на якому по осі абсцис будемо відкладати відносну частоту обертання $\bar{n} = \frac{n}{n_n}$, зміну параметрів будемо прослідковувати в межах від мінімально стійкої частоти обертання $\bar{n}_{\text{мін}}$ (приблизно $0,2 n_n$) до номінальної $\bar{n}_n = 1$.

1. *Процес наповнення.* Величина масового заряду повітря $G_{\text{пц}}$, яке надходить з навколишнього середовища (при $\gamma_0 = \text{const}$), в циліндрі двигуна без наддуву на кожному швидкісному режимі буде залежати від характеру змінювання коефіцієнта наповнення η_n :

$$G_{\text{пц}} = V_s \cdot \eta_n \cdot \gamma_0.$$

Запишемо одну із формул для коефіцієнта наповнення:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}. \quad (9.11)$$

Як показує аналіз цієї формули, єдиним показником, що суттєво змінюється при зміні частоти обертання, є тиск кінця процесу наповнення, який можна визначити як:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a,$$

де Δp_a — гідравлічні втрати у впускному тракту; $p_a = K n^2$.

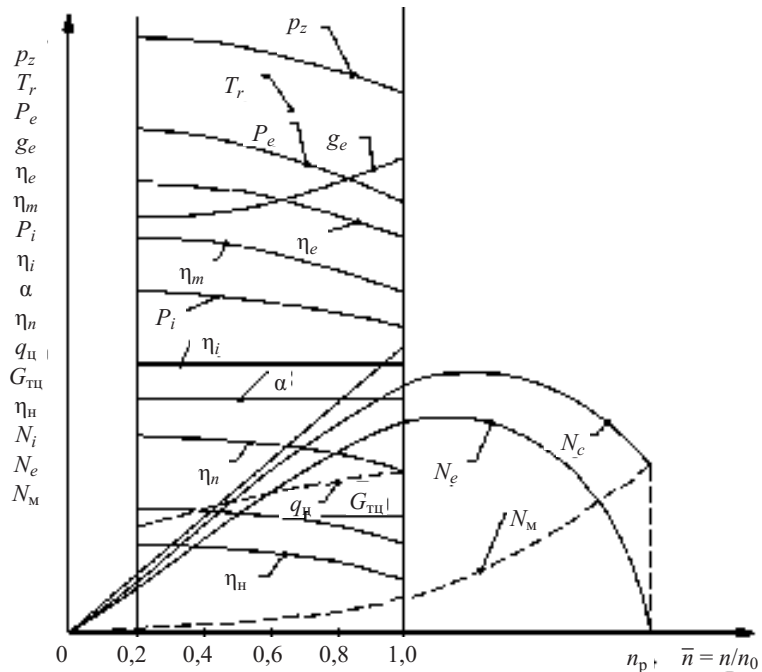


Рисунок 9.3. Змінювання основних параметрів двигуна без наддуву при роботі за зовнішньою характеристикою

Різниця в граничних значення η_n , підрахованих за формулою (9.11), з урахуванням зміни гідравлічних втрат у робочому діапазоні обертів в більшості випадків не перевищує 8...15%. Відповідно, така ж крива, але в іншому масштабі, буде зображати характер змінювання $G_{\text{цц}}$ від частоти обертання двигуна.

2. *Процес сумішоутворення.* В загальному випадку якісний склад паливо-повітряної суміші буде характеризуватися величиною коефіцієнта надлишку повітря:

$$\alpha = \frac{V_s \cdot \eta_n \cdot \gamma_0}{L'_0 \cdot q_{\text{ц}}} \quad (9.12)$$

В наведеній формулі ряд величин (V_s , γ_0 , L'_0) залишаються сталими при будь-якій зміні частоти обертання. Величина циклової подачі палива $q_{\text{ц}}$ може бути визначена через геометричні параметри паливного насоса як:

$$q_{\text{ц}} = f_{\text{пл}} \cdot h_{\text{пл}} \cdot \gamma_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{п}},$$

де $f_{\text{пл}}$ — площа плунжера;

$h_{\text{пл}}$ — активний хід плунжера;

$\gamma_{\text{п}}$ — густина палива;

$\eta_{\text{п}}$ — коефіцієнт подачі паливного насоса, який представляє собою відношення дійсної подачі палива до геометрично можливої.

В паливних насосах клапанного типу при зменшенні обертів при закріпленні паливної рейки коефіцієнт звичайно зростає (суцільна лінія на рис. 9.3), в той час, як у золотникових — знижується (штрихова лінія на рис. 9.3). Зниження циклової подачі у золотникових насосах пояснюється значним підвищенням впливу витоків палива через золотникову частину плунжера на циклову подачу, тоді як в клапанних насосах виточки через плунжерну пару практично відсутні.

Подальший розгляд змінювання параметрів будемо проводити стосовно насосів клапанного типу, як більш характерних для головних суднових двигунів.

Перепишемо формулу (9.12) у такому вигляді:

$$\alpha = \frac{V_s \cdot \gamma_0 \cdot \eta_n}{L'_0 \cdot f_{пл} \cdot n_{пл} \cdot \gamma_{пл} \cdot \eta_{пл}} = K \frac{\eta_n}{\eta_{пл}}, \quad (9.13)$$

де $K = \frac{V_s \cdot \gamma_0}{L'_0 \cdot f_{пл} \cdot h_{пл} \cdot \gamma_{пл}}$ — стала величина, що не залежить від частоти обертання.

Оскільки коефіцієнт наповнення η_n зі зменшенням обертів n збільшується і коефіцієнт подачі паливного насоса клапанного типу $\eta_{пл}$ також збільшується приблизно в таких же межах, то відношення $\frac{\eta_n}{\eta_{пл}}$ практично не буде змінюватися. Це визначить збереження в широкому діапазоні частоти обертання незмінним коефіцієнтом надлишку повітря α (горизонтальна лінія на рис. 9.3).

3. *Індикаторний процес* характеризується індикаторним ККД η_i . Як було показано раніше, для дослідження можна взяти універсальну залежність $\bar{\eta}_i = f(\alpha)$ (див. рис. 9.1). Оскільки α залишається сталою величиною, то відповідно й індикаторний ККД буде сталим ($\eta_i = \text{const}$).

Середній індикаторний тиск p_i визначається на основі рівнянь:

$$p_i = c_5 \cdot q_{ц} \cdot \eta_i = c'_5 \cdot \eta_{пл};$$

$$p_i = c_3 \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_n \cdot \gamma_0 = c'_3 \cdot \eta_n.$$

Таким чином, змінювання $p_i = f(n)$ буде копіювати зміну $\eta_n = f(n)$ або $\eta_{пл} = f(n)$, тобто зі зменшенням частота обертання буде збільшуватись, що показано на рис. 9.3.

За залежністю $p_i = f(n)$ і рівнянням $N_i = c_1 \cdot p_i \cdot n$ можна побудувати криву змінювання індикаторної потужності в залежності від частоти обертання. Якби

$p_i = \text{const}$, то залежність $N_i = f(n)$ зображалась би у вигляді прямої лінії, що проходить через початок координат (штрихова лінія на рис. 9.3). Але, як показано раніше, зі збільшенням частоти обертання p_i зменшується, що приведе до того, що дійсна крива $N_i = f(n)$ буде відхилятися від прямої (суцільна лінія на рис. 9.3).

4. *Ефективний процес* характеризується механічним ККД η_m . Характер змінювання цього процесу можна отримати на основі аналізу рівняння:

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{p_i}. \quad (9.14)$$

При зменшенні частоти обертання двигуна середній тиск механічних втрат буде зменшуватись згідно залежності $p_m = c_1 + b_1 n$, в той час, як середній індикаторний тиск збільшується. Відповідно, величина механічного ККД згідно рівняння (9.14) буде також зростати.

Ефективний ККД η_e доцільно отримати перемноженням відповідних значень η_i та η_m , знятих безпосередньо з графіків. Тоді крива $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$ буде еквівалентна кривій $\eta_m = f(n)$.

Характер змінювання середнього ефективного тиску p_e витікає з аналізу залежності $p_e = p_i \cdot \eta_m$. На змінювання $p_e = f(n)$, крім величини p_i , буде впливати характер змінювання $\eta_m = f(n)$. Тоді крутість кривої $p_e = f(n)$ буде більшою за крутість $p_i = f(n)$.

За наявності отриманих раніше закономірностей змінювання η_m , p_e , N_i характер кривої змінювання ефективного потужності $N_e = f(n)$ можна отримати з наступних рівнянь:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m; N_e = c_1 \cdot p_e \cdot n. \quad (9.15)$$

Крива $N_e = f(n)$ розташується нижче від кривої $N_i = f(n)$, а її відхилення від прямої більш інтенсивне, що наочно видно на рис. 9.3.

Характер кривої змінювання питомої витрати палива визначаємо з рівняння:

$$g_e = \frac{3600}{Q_n \cdot \eta_e} = \frac{K_1}{\eta_e}, \quad (9.16)$$

тобто вона є зворотною до кривої $\eta_e = f(n)$.

Таким чином, на рис. 9.3 наведені основні енергетичні та економічні показники двигуна без наддуву при його роботі за зовнішньою характеристикою. Для повної картини покажемо змінювання деяких експлуатаційних показників.

Температура відпрацьованих газів T_T залежить в основному від коефіцієнта надлишку повітря α . Оскільки в даному окремому випадку $\alpha = \text{const}$, то і температура відпрацьованих газів буде сталою ($T_T = \text{const}$), що зображено горизонтальною лінією на рис. 9.3.

Величина максимального тиску при згорянні p_z визначається головним чином кількістю тепла, що виділяється при згорянні до ВМТ, і часом повороту колінчатого валу від моменту початку подачі палива в циліндр до ВМТ (на кут випередження початку подачі палива ϕ_i).

Цей час можна визначити через період затримки запалення:

$$\tau_i = \frac{\phi_i}{6n}.$$

Можна вважати, що кількість палива, що подається до ВМТ на всіх обертах двигуна, залишається приблизно однаковою. За таких умов зі зменшенням обертів збільшується час на згорання, зростає кількість спаленого палива, виділяється більше теплоти, а отже, зростає максимальний тиск p_z .

До цього часу ми розглядали роботу двигуна в діапазоні обертів від мінімально стійких до номінальних. Доцільно також розглянути характер змінювання потужності двигуна при подальшому (вище від номінальних) збільшенні обертів.

Потужність двигуна зі зростанням частоти обертання зростає доти, доки зростає добуток параметрів $(\frac{\eta_i}{\alpha} \eta_m \cdot \eta_n \cdot n)$. При максимальному значенні цього добутку отримаємо найбільшу потужність, яку може розвинути двигун при постійній подачі палива. Подальше збільшення частоти обертання призводить до зменшення потужності, яка при обертах n_p (обертах розносу) доходить до нуля, тобто вся індикаторна потужність йде на подолання сил тертя і привід допоміжних механізмів. В умовах експлуатації явище розносу може мати місце у випадку раптового скидання потужності при постійній подачі палива, яка визначається фіксованим положенням рейки паливних насосів. Значне перевищення номінальної частоти обертання, як правило, призводить до аварії двигуна.

Для двигуна з наддувом особливість зовнішньої характеристики витікає з особливостей протікання першого процесу — наповнення циліндра повітрям на цикл. Для двигуна з газотурбінним наддувом циклова подача повітря $G_{\text{пц}}$ визначається залежністю:

$$G_{\text{пц}} = V_s \cdot \eta_n \cdot \gamma_0 \left\{ 1 + \frac{T_T}{T_0} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_T} \right) \right] \right\}^{m_1}, \quad (9.17)$$

де $m_1 = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{1}{n_k}$, а p_T і T_T — параметри газів перед турбіною. Вираз у фігурних дужках отримано з використанням рівняння енергетичного балансу при газотурбінному наддуві, про яке ішлося в главі 7. Як видно з рівняння (9.17), зі зростанням частоти обертання будуть зростати параметри газів перед турбіною, а значить, і $G_{\text{пц}}$. Побудувавши залежність $G_{\text{пц}} = f(n)$, можна побудувати криві змінювання інших параметрів, використовуючи методику побудови зовнішньої характеристики.

9.4 Обмежувальні характеристики суднових ДВЗ

Обмежувальна характеристика встановлює допустимі межі експлуатаційних режимів двигуна за умов забезпечення надійної його роботи без перенавантажень. Критеріями для оцінки допустимих режимів можна вибрати один чи декілька параметрів, які характеризують механічну і теплову напруженість двигуна.

Із рис. 9.3, на якому наведені зміювання деяких параметрів на режимах зовнішньої характеристики, видно, що величина середнього ефективного тиску p_e , а значить, і величина крутного моменту на валу двигуна $M = p_e \frac{\pi D^2}{4} R$ (де $R = \frac{S}{2}$ — радіус кривошипа, D — діаметр циліндра) зростають зі зменшенням частоти обертання.

Оскільки розрахунок колінчатого вала на міцність виконується за номінальним крутним моментом M_n , то при частоті обертання $n < n_n$ напруження, які виникають у матеріалі колінчатого вала, можуть перевищувати допустимі.

Для захисту колінчатого вала від небезпечних перенавантажень необхідно виключити з експлуатаційних режимів такі, при яких крутний момент M буде перевищувати номінальний крутний момент M_n .

Із порівняння виразів $M_n = 960 \frac{N_{e_n}}{n_n}$ та $M = 960 \frac{N_e}{n}$ випливає, що рівність напружень, які виникають в матеріалі вала, можна одержати, якщо буде дотримане відношення:

$$\frac{N_e}{n} = \frac{N_{e_n}}{n_n}, \quad (9.18)$$

тобто, якщо залежність $N_e = f(n)$ буде мати вигляд прямої лінії, що з'єднує початок координат і точку $A (N_{e_n}, n_n)$ номінального режиму. Пряма 2 (рис. 9.4), що виражає залежність $N_e = f(n)$ при $M = \text{const}$, називається обмежувальною характеристикою за моментом. При роботі за цією характеристикою потужність двигуна на кожній частоті обертання (на-

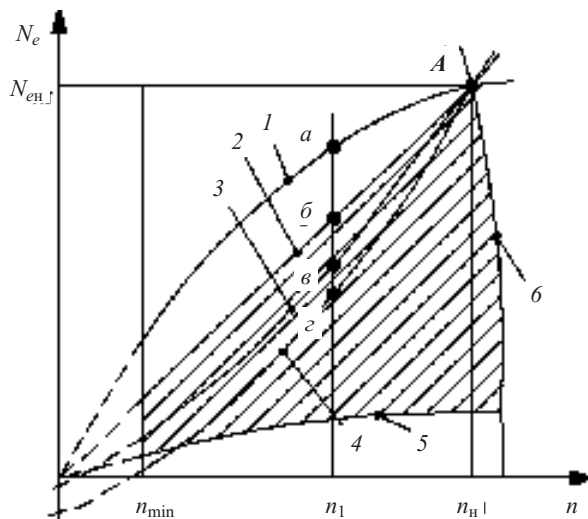


Рисунок 9.4. Обмежувальна характеристика двигуна:

1 — $q_{ц} = \text{const}$; 2 — $M = \text{const}$; 3 — $\alpha = \text{const}$; 4 — $q = \text{const}$; 5 — $N_{\min}$; 6 — R_n .

приклад, n_1) менше (точка б), ніж за зовнішньою характеристикою 1 (точка а).

Обмежування за моментом є необхідною, але не завжди достатньою умовою надійної роботи двигуна при тривалій експлуатації, оскільки не виключене теплове перенавантаження. Із розгляду (див. рис. 9.3) зовнішньої характеристики двигуна без наддуву випливає, що при зменшенні частоти обертання коефіцієнт надлишку повітря α залишається сталим в широкому діапазоні обертання. Це приводить до того, що і середня температура циклу залишається сталою, що створює сприятливі умови для роботи деталей ЦПГ.

Таким чином, для двигунів без наддуву обмежування за моментом є необхідною і достатньою умовою його надійної роботи в широкому діапазоні зміни N_e та n .

Проте цей висновок не можна розповсюдити на двигун з ГТН. Неважко показати, що для такого двигуна при зменшенні частоти обертання циклова подача повітря $G_{\text{ци}}$ (див. рівняння 9.17), а значить, і коефіцієнт надлишку повітря α будуть різко зменшуватись. Це створить несприятливі умови для роботи деталей ЦПГ через підвищення середньої температури циклу і теплового навантаження двигуна навіть у випадку його роботи за обмежувальною характеристикою $M = \text{const}$. Тому при малих і середніх ступенях наддуву як обмежувальна характеристика приймається залежність $N_e = f(n)$ при $\alpha = \text{const}$ (крива 3 на рис. 9.4). При роботі за цією характеристикою потужність двигуна при частоті обертання n_1 (точка в) буде менше, ніж за характеристикою $M = \text{const}$ (точка б).

Однак, при підвищених і високих ступенях, як показують спеціальні дослідження, навіть при збереженні $\alpha = \text{const}$

теплове навантаження робочого циліндра зростає, що призводить до підвищення температури стінок і порушення умов надійної роботи масляного шару на стінках циліндра. Тому для таких двигунів як верхню обмежувальну характеристику приймають залежність $N_e = f(n)$, при якій зберігається сталим теплове навантаження, що виражається питомим тепловим потоком $q = \text{const}$ (крива 4). При роботі за цією характеристикою потужність двигуна при частоті обертання n_1 ще більше зменшується (точка з).

Обмежувальні характеристики $M = \text{const}$, $\alpha = \text{const}$, $q = \text{const}$ захищають двигун від надто великих циклових подач палива. Однак, при надто малих циклових подачах палива, що відповідає потужності $(0,04 \dots 0,08)N_{e_n}$, створюються несприятливі умови для тривалої роботи двигуна. Це викликає необхідність обмежування мінімуму ефективної потужності. Крива 5 на рис. 9.4, що показує залежність найменших допустимих потужностей $N_{e_{\min}}$ при різних частотах обертання, називається нижньою обмежувальною характеристикою двигуна.

Крім необхідності обмежування максимальної та мінімальної потужностей двигуна, існує необхідність обмежування максимальної та мінімальної частот обертання. Мінімальна частота обертання обмежується можливістю непередбаченої зупинки двигуна через різке порушення рівномірності подачі дуже малих доз палива в циліндр двигуна, що викликає пропуски спалахів в циліндрах та сильне забруднення деталей ЦПГ продуктами неповного згоряння палива через незадовільне розпилювання і сумішоутворення при малих тисках та дуже великих надлишках повітря.

Межа мінімальних частот обертання встановлюється експериментально і, як правило, складає $n_{\min} = (0,15 \dots 0,25)n_n$.

Межа максимальної частоти обертання встановлюється номінальною регуляторною характеристикою R_n .

Вивчення комплексу причин, що змушують звужувати діапазон експлуатаційних режимів в порівнянні з можливими

на режимах номінальної зовнішньої характеристики $q_{\text{цн}} = \text{const}$ (крива 1) дозволяє нанести на діаграму $N_e = f(n)$ замкнуту область, яка обмежує поле допустимих режимів при тривалій експлуатації (на рис. 6.4 заштрихована).

9.5 Регуляторні характеристики суднових ДВЗ

В даний час більшість двигунів обладнані автоматичними регуляторами, призначення яких підтримувати задану частоту обертання.

Регуляторні характеристики можна отримати експериментальним чи розрахунковим шляхом. Для зняття регуляторної характеристики необхідно при відсутності навантаження встановити бажану частоту холостого ходу і зафіксувати рукоятку управління регулятором. Потім треба, збільшуючи навантаження, встановити ряд рівноважних часткових режимів роботи двигуна, охоплюючи діапазон навантаження від холостого ходу до максимального, що відповідає положенню рейки паливного насоса на упорі. На цих рівноважних режимах слід заміряти частоту обертання n і потужність N_e та за точками побудувати регуляторну характеристику 1...6, як показано на рис. 9.5, а. При подальшому збільшенні зовнішнього навантаження рейка паливного насоса під дією регулятора доходить до упору. Двигун вийде на максимальну зовнішню характеристику. Частота обертання при цьому буде знижуватись за кривою 6–7–8. При зниженні зовнішнього навантаження частота обертання спочатку змінюється за зовнішньою характеристикою 8–6, а потім за регуляторною 6–1. Таким чином, регуляторна характеристика завжди починається на зовнішній та є її продовженням.

Для суднових ДВЗ знаходять застосування граничні, однорежимні, всережим-

ні та гранично-всережимні регулятори, характеристики яких наведені на рис. 9.5.

Призначення граничних регуляторів — обмеження частоти обертання двигуна при раптовому зменшенні зовнішнього навантаження (наприклад, при оголенні чи втраті гребного гвинта). Такі регулятори працюють при сталому положенні рукоятки управління регулятором. Тому двигуни, обладнані граничними регуляторами, мають лише одну гілку регуляторної характеристики, що обмежує справа область можливих режимів роботи двигуна (рис. 9.5, а).

В однорежимних регуляторах (рис. 6.5, б), які застосовують звичайно тільки для дизель-генераторів, можливе зміщення гілки регуляторної характеристики у вузькому діапазоні зміни частоти обертання 0,9...1,1 від номінальної n_n , що дозволяє забезпечувати зміщення регуляторної характеристики при введенні дизель-генераторів в паралельну роботу.

При застосуванні всережимних регуляторів зазвичай забезпечується можливість зміщення регуляторної характеристики в широкому діапазоні частоти обертання від мінімально стійкої — $(0,15...0,25)n_n$ — до максимальної (рис. 9.5, в).

Такі регулятори використовуються для головних суднових двигунів і забезпечують підтримання будь-якої частоти обертання, але є небезпека теплового перевантаження двигуна при зміні умов

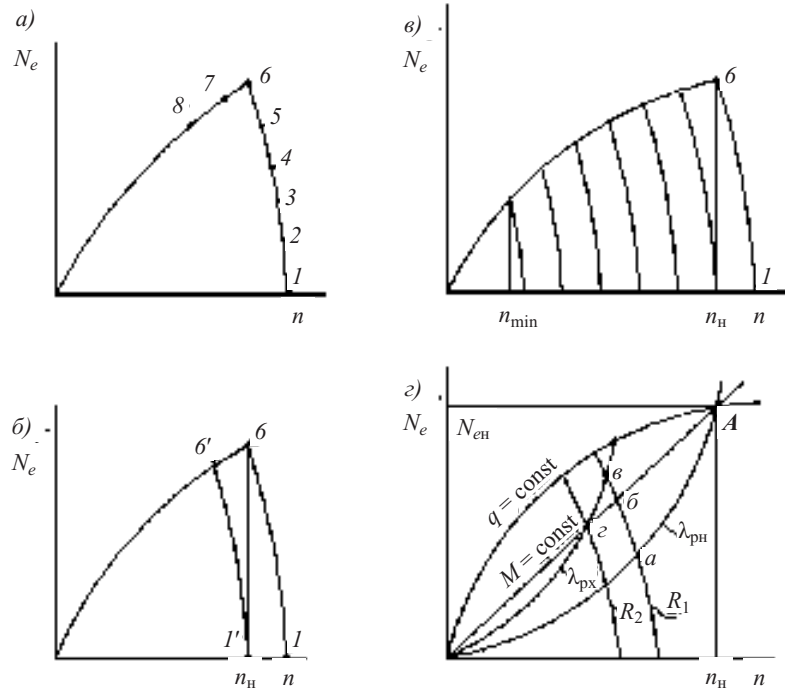


Рисунок 9.5. Типи регуляторів суднових ДВЗ:

a — граничний; *б* — однорежимний; *в* — всережимний; *г* — гранично-всережимний

плавання судна. Для того, щоб запобігти цьому, в наш час головні суднові двигуни обладнуються гранично-всережимними регуляторами. Суть гранично-всережимного регулятора можна зрозуміти з рис. 9.5, *г*.

Припустимо, що режим роботи двигуна забезпечується частковою регуляторною характеристикою $R_1 = \text{const}$ і визначається точкою *a* перетину її з номінальною гвинтовою характеристикою $\lambda_{рн} = \text{const}$. При зміні умов навантаження, що визначаються обваженою гвинтовою характеристикою $\lambda_p = \text{const}$, регулятор намагатиметься забезпечувати роботу за характеристикою $R_1 = \text{const}$ і виведе двигун на роботу в точку *б*, яка лежить вище від обмежувальної характеристики $M = \text{const}$ (точка *в*), тобто примусить двигун працювати з перевантаженням. Для

того, щоб цього не відбувалося, регулятор повинен перевести роботу двигуна на часткову регуляторну характеристику $R_2 = \text{const}$, при цьому зменшиться частота обертання і встановиться новий режим роботи двигуна, що відповідає точці *г*, яка лежить на обмежувальній характеристиці $M = \text{const}$. Таким чином, такий регулятор працює в двоімпульсному режимі — він підтримує частоту обертання *n* і обмежує потужність N_e .

Точність підтримування регулятором заданої частоти обертання на усталеному режимі при зміні навантаження від нуля до максимуму визначається ступенем нерівномірності регуляторної характеристики δ :

$$\delta = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{0,5(n_{\max} + n_{\min})} \cdot 100\%, \quad (9.19)$$

де $n_{\max}$ — максимальна частота обертання даної гілки регуляторної характеристики (наприклад, точка 1 на рис. 9.5, а); $n_{\min}$ — мінімальна частота обертання цієї гілки (наприклад, точка 6 на рис. 9.5, а). Величина δ для суднових ДВЗ лежить в межах 0...6%.

Якщо $\delta = 0$, то такі регулятори називаються астатичними. Вони здатні підтри-

мувати строго постійну частоту обертання при зміні зовнішнього навантаження від нуля до максимуму.

Якщо $\delta > 0$, то такі регулятори називаються статичними. Звичайно, при збільшенні зовнішнього навантаження частота обертання двигуна при незмінному положенні рукоятки управління регулятором зменшується.

9.6 Навантажувальні характеристики суднових ДВЗ

За навантажувальною характеристикою працюють двигуни, призначені для приводу генераторів струму, особливо перемінного, компресорів, насосів, тощо.

Для підтримання сталої частоти обертання на всіх навантаженнях двигуни обладнуються однорежимними регуляторами. Як відомо, такі регулятори дозволяють підтримувати частоту обертання з деякою точністю, що визначається ступенем нерівномірності регулятора.

Також відомо, що при сталій частоті обертання потужність двигуна N_e і середній ефективний тиск p_e є величинами пропорційними. Це дозволяє як незалежну змінну в подальшому прийняти p_e . Для побудови навантажувальної характеристики аналіз розпочнемо з параметрів індикаторного процесу. Для того, щоб була можливість використати один масштаб для нанесення значень p_i та p_e по осі абсцис, покажемо зв'язок цих параметрів при роботі двигуна зі сталою частотою обертання. Відомо, що $p_e = p_i - p_m$. У цьому виразі $p_m = a_1 + b_1 n$ при сталій частоті обертання залишається сталим, тобто початок координат для відліку p_e буде знаходитися на відстані величини p_m правіше на тій же осі, на якій відкладається p_i , як показано на рис. 9.6. Характер змінювання основних параметрів будемо проводити за тією ж схемою, що і для зов-

нішньої характеристики, і розпочнемо з двигуна без наддуву.

Для початку зробимо припущення, що індикаторний ККД є величиною сталою, тобто $\eta_i = \text{const}$.

1. *Процес наповнення.* Змінювання величини масового заряду повітря, яке поступає в циліндр двигуна, характеризується коефіцієнтом наповнення η_n згідно залежності $G_{\text{пц}} = V_s \cdot \eta_n \cdot \gamma_0$, але при $n = \text{const}$ також сталим буде і η_n , а значить — і $G_{\text{пц}}$, що показано на рис. 9.6.

2. *Процес сумішоутворення.* Взагалі, склад паливо-повітряної суміші характеризується коефіцієнтом надлишку повітря α , який змінюється обернено пропорційно цикловій подачі палива $q_{\text{ц}}$:

$$\alpha = \frac{G_{\text{пц}}}{L'_0 \cdot q_{\text{ц}}} \quad (9.20)$$

На рис. 9.6 наведені залежності $q_{\text{ц}} = f(p_i)$ і $\alpha = f(p_i)$. Прямолінійна залежність $q_{\text{ц}} = f(p_i)$ прийнята попередньо з врахуванням припущення $\eta_i = \text{const}$ і в подальшому буде уточнюватись.

3. *Індикаторний процес* характеризується індикаторним ККД η_i , який для конкретного двигуна в залежності від α змінюється за універсальною кривою $\bar{\eta}_i = f(\alpha)$ (див. рис. 6.1).

Величина η_i при змінненні навантаження збільшується, при навантаженнях

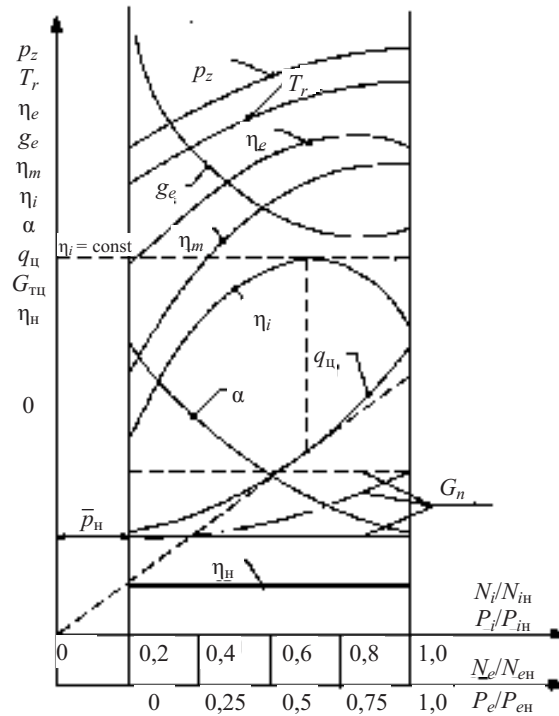


Рисунок 9.6. Навантажувальна характеристика двигуна без наддуву

(0,5...0,6) N_{en} досягає максимуму і при подальшому зниженні навантаження почне зменшуватися до рівня на холостому ході нижче, ніж при номінальному навантаженні.

Із рівняння $p_i = c_3 \cdot q_{ц} \cdot \eta_i$ видно, що p_i змінюється пропорційно двом показникам $q_{ц}$ і η_i . Отже, початково прийнята лінійна залежність величини подачі палива $q_{ц}$ при допущенні $\eta_i = \text{const}$ потребує коригування. Насправді, при рівномірному збільшенні p_i циклова подача $q_{ц}$ повинна зростати дещо швидше для компенсації зменшення η_i (див. рис. 9.6).

Ефективний процес характеризується величиною механічного ККД η_m :

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{p_i}. \quad (9.21)$$

При $n = \text{const}$ p_m також залишається сталим, отже, η_m буде змінюватися тільки

в результаті змінювання p_i . Згідно з формулою (9.21) η_m зростає спочатку швидко, а потім повільніше — від нуля на режимі холостого ходу до номінального значення N_{en} .

Ефективний ККД визначається як добуток $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$, в якому характер змінювання кожного зі співмножників відомий.

Крива $\eta_e = f(N_e)$ в межах навантаження (0,8...0,9) N_{en} має максимум. Подальше збільшення навантаження призводить до зниження η_e у зв'язку з недостатніми надлишками повітря. Крива питомої ефективної витрати палива g_e є дзеркальним відображенням кривої змінювання ефективного ККД. Величина g_e на холостому ході буде дорівнювати нескінченності, оскільки $\eta_e = 0$. По мірі збільшення навантаження g_e спадає до мінімуму при $\eta_{e_{\max}}$, а потім знову починає зростати.

Температура випускних газів T_r буде зростати зі збільшенням подачі палива на цикл $q_{ц}$ і зменшенням коефіцієнта надлишку повітря α . Максимальний тиск згоряння p_z визначається, в першу чергу, кількістю поданого і згорілого до ВМТ палива. Зі збільшенням навантаження зростає кількість палива на цикл, що спочатку викликає різке зростання p_z , як показано на рис. 9.6.

При роботі двигуна з наддувом за навантажувальною характеристикою кількість повітря $G_{пц}$, поданого приводним компресором, у всьому діапазоні навантаження буде залишатися сталою, хоча і збільшеною в порівнянні із $G_{пц}$ двигуна, що показано на рис. 9.6 штрихованою лінією. Отже, з достатнім ступенем точності можна стверджувати, що параметри робочого процесу двигуна з приводним компресором будуть якісно змінюватися аналогічно їх змінюванню для двигуна без наддуву, хоча абсолютні значення ряду параметрів ($q_{ц}$, T_r , p_z та ін.) будуть вищими.

Для двигуна з газотурбінним наддувом згідно рівняння (9.17) можна ствер-

джувати, що $G_{пц}$ буде зменшуватись зі зменшенням подачі палива на цикл $q_{ц}$, так як будуть зменшуватись при цьому температура T_r і тиск p_r газів перед турбіною. Звідси випливає, що продуктивність турбокомпресора залежить від навантаження двигуна. Фактично, газотурбінний наддув починає забезпечувати подачу повітря підвищеної густини при навантаженні двигуна вище $(0,4...0,5)N_{ен}$. До досягнення цієї потужності заряд повітря $G_{пц}$, який поступає в циліндр, приблизно дорівнює заряду двигуна без наддуву, що показано на рис. 9.6 штрихпунктирною лінією.

При подальшому збільшенні навантаження подача повітря на цикл $G_{пц}$ автоматично зростає і досягає максимуму при номінальній потужності. При цьому досягають свого номінального значення і решта параметрів, змінювання яких за навантажувальною характеристикою якісно не дуже буде відрізнятися для двигунів без наддуву, хоча абсолютні значення будуть вищими та залежатимуть від кінцевого значення тиску p_k .

9.7 Стенова (розрахункова) гвинтова характеристика судових ДВЗ

При роботі двигуна на усталеному режимі на гвинт судна потужність, що ним розвивається, буде визначатися, в першу чергу, частотою обертання і параметрами гвинта, який він обертає. При сталих значеннях діаметру D і кроку H гвинта загальна закономірність змінювання споживаної ним потужності може бути записана у вигляді:

$$N_r = c \cdot n^m = N_e. \quad (9.22)$$

Показник ступеня m в залежності від типу обводів корпусу судна і його швидкості може змінюватися в широких межах

($m = 1,0...3,5$). Для випробування двигуна на стенді прийнята кубічна залежність потужності від частоти обертання ($m = 3$), яка приблизно відповідає роботі двигуна на гвинт. При цьому стала c визначається як відомі номінальні значення $N_{ен}$ і n_n :

$$c = \frac{N_{ен}}{n_n^3}.$$

Таким чином, в основу побудови стенової (розрахункової) гвинтової характеристики буде покладена кубічна залежність потужності двигуна від частоти обертання:

$$N_e = c \cdot n^3. \quad (9.23)$$

З урахуванням рівняння $N_e = c_1 \cdot p_e \cdot n$ можна записати закон змінювання середнього ефективного тиску:

$$p_e = c_2 \cdot n^2. \quad (9.24)$$

Використовуючи рівняння (9.23) і (9.24), можна заздалегідь підрахувати значення N_e та p_e в межах можливих змінювань від $N_{e_{\min}}$ до $N_{e_{\max}}$. Підрахунки доцільно проводити у відносних величинах і звести їх у таблицю.

Таблиця. Зміна параметрів за експлуатаційними характеристиками

$\overline{N_e}$	1,2	1,0	0,75	0,50	0,25	0,03
$\overline{n}$	1,06	1,0	0,909	0,794	0,630	0,31
$\overline{P_e}$	1,12	1,0	0,826	0,630	0,397	0,097

На рис. 9.7 наведені криві змінювання N_e та p_e , які можна побудувати на основі

даних таблиці. Характер їх змінювання залежить не від типу двигуна і його системи наддуву, а від параметрів гребного гвинта.

Маючи закони змінювання N_e та p_e , можна встановити характер змінювання основних параметрів робочого процесу двигуна, користуючись схемою, яка була використана при побудові зовнішньої і навантажувальної характеристик. На рис. 9.7 приведені криві змінювання основних параметрів двигуна без наддуву при роботі за стендовою (розрахунковою) гвинтовою характеристикою. Слід відмітити, що циклова подача повітря практично залишається сталою (суцільна лінія $G_{\text{пц}}$), а циклова подача палива $q_{\text{ц}}$ змінюється приблизно як $c_3 \cdot n^2$. Склад суміші за коефіцієнтом надлишку повітря α змінюється обернено пропорційно квадрату частоти обертання $\alpha = \frac{c_4}{n^2}$. Через великий надлишок повітря при

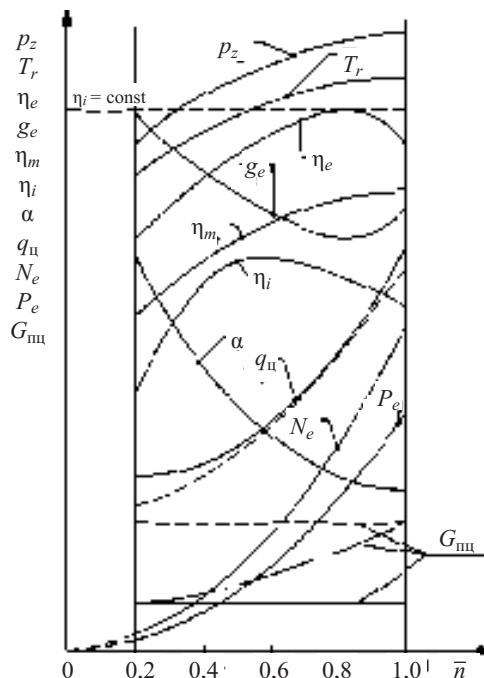


Рисунок 9.7. Стенова (розрахункова) гвинтова характеристика двигуна без наддуву

малих значення n індикаторний ККД η_i знижується. У зв'язку з тим, що механічний ККД η_m збільшується у всьому діапазоні змінювання частоти обертання n , ефективний ККД досягає свого максимального значення при $n \approx (0,8 \dots 0,9) n_n$.

На рис. 9.7 також наведені характер змінювання циклової подачі повітря $G_{\text{ци}}$ для двигунів з наддувом. Виходячи з особливостей роботи об'ємного приводного компресора, можна вважати, що $G_{\text{ци}}$ для нього буде залишатися постійною на всіх швидкісних режимах двигуна, що пока-

зано штриховою горизонтальною лінією. Для відцентрованих компресорів (як приводних від двигуна, так і з газотурбінним приводом) циклова подача повітря $G_{\text{ци}}$ зі збільшенням частоти обертання n буде збільшуватися приблизно за параболічною кривою (штрих-пунктирна 7 лінія). В зв'язку з цим якісна картина змінювання основних параметрів двигунів з різними системами наддуву буде залишатися приблизно такою, як для двигуна без наддуву, хоча абсолютні значення будуть вищими і залежатимуть від ступеня наддуву.

Завдання та запитання для самоконтролю

1. Привести класифікацію характеристик суднових ДВЗ.
2. Назвати основні положення методики побудови тієї чи іншої характеристики.
3. Які особливості зовнішньої характеристики двигуна з наддувом?
4. Які основні обмежувальні параметри приймаються для суднових ДВЗ?
5. Привести основні види регуляторних характеристик.
6. Для яких двигунів застосовується навантажувальна характеристика?
7. Як отримати гвинтову характеристику в лабораторних умовах?

РЕЖИМИ РОБОТИ СУДНОВИХ ДВЗ

10.1 Класифікація режимів

Режими роботи суднових ДВЗ характеризуються сукупністю робочих параметрів, знятих одночасно з працюючого двигуна.

Режим роботи визначається по положенням і динамічним властивостям органів управління двигуна, станом і динамікою дії на судно зовнішнього середовища.

Режим роботи двигуна вважається *усталеним*, якщо на протязі тривалого часу робочі параметри двигуна залишаються незмінними або змінюються у вузьких, заздалегідь обговорених межах. Усталені режими можливі тільки при спокійному стані моря.

Режим роботи при номінальній потужності та номінальній частоті обертання називається *номінальним*. Режими роботи двигуна з потужністю вище номінальної називаються *перевантаженими*, а нижче — *частковими*.

Якщо робочі параметри двигуна при незмінному положенні органів управління під впливом зовнішніх умов змінюються в часі, то його режим роботи називається *неусталеним*.

Перехід з одного усталеного режиму на інший при переміщенні органів управління двигуна називається *перехідним режимом*, він є *неусталеним*.

Таке найменування режимів може бути застосоване для всіх двигунів, незалежно від їх призначення.

Для суднових ДВЗ режим роботи визначається характерними режимами роботи транспортного судна:

а) *ходові режими* на самому малому, малому і середньому, повному і самому повному ходах вперед чи назад.

Вказані режими можуть відбуватися вночі чи вдень; в умовах спокійної води і слабого вітра чи в умовах шторму при сильному вітрі; в чистій воді чи в битій кризі; на глибокій чи мілкій воді; при буксируванні везу чи без нього; на прямому курсі чи при циркуляції; при повній чи частковій водотоннажності та ін.

б) *стоянкові режими*: з навантажувально-розвантажувальними операціями або без них.

Споживання енергії на стоянкових режимах визначається завантаженням вантажних засобів і допоміжних механізмів,

які обслуговують енергетичну установку і загальносудові потреби. Джерелами енергії на стоянкових режимах є суднові допоміжні двигуни.

в) *режими при маневруванні*: при постановці чи підйомі якоря, при вході в порт чи на виході з нього, при змінюванні ходу судна, його реверсуванні і т. п. Вказані режими пов'язані з операціями пуску і реверсу двигуна, розгону чи гальмування судна. Навантаження головного двигуна при маневруванні коливається

в широких межах. Воно залежить від характеру маневру і часу, що відводиться на його виконання.

Ходові режими, що виконуються на прямих курсах у відкритому морі в умовах штилю (хвилювання не більше 2...3 балів) і незмінного положення органів управління двигунами, відносяться до усталених. Режими роботи при маневруванні, а також ходові режими в умовах значного хвилювання моря завжди є неусталеними.

10.2 Суднові гвинтові характеристики

Споживачем потужності головних судових двигунів є гідромеханічний комплекс, який складається з гребних і проміжних валів, гідравлічних перетворювачів крутного моменту, зубчатих редукторів, рушіїв, корпусу судна, рульового пристрою. Якщо сюди додати двигун, то це буде пропульсивний комплекс. Основними величинами, які визначають роботу ізольованого гребного гвинта, є швидкість v_p води, яка набігає на гвинт, і колова швидкість лопасті гвинта, пропорційна добутку частоти обертання гвинта n на його діаметр D . Основними величинами, які визначають умови дії гребного гвинта на судні, є частота обертання гвинта n і швидкість руху судна v .

Узагальненою величиною, яка визначає режим роботи гребного гвинта, є відносний поступ гвинта, що залежить від обох факторів:

$$\lambda_p = \frac{v_p}{n \cdot D}. \quad (10.1)$$

До основних показників, які характеризують дію гребного гвинта, належать:

- упор P , який забезпечує рух судна;
- момент M , що споживається гребним гвинтом;

– ККД гребного гвинта η_p .

Упор гребного гвинта P і момент M , що споживається ним, розраховуються звичайно через безрозмірні коефіцієнти упору k_1 та моменту k_2 , які визначаються, як правило, експериментальним шляхом при випробуваннях гвинта чи його моделі:

$$P = k_1 \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D^4; \quad (10.2)$$

$$M = k_2 \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D^5, \quad (10.3)$$

де ρ — густина забортної води.

ККД гребного гвинта визначається як відношення потужності упору $P \cdot v_p$ до витраченої потужності, яку можна виразити добутком моменту M на кутову швидкість $\omega = 2\pi n$:

$$\eta_p = \frac{P \cdot v_p}{M \cdot 2\pi n} = \frac{k_1}{k_2} \cdot \frac{\lambda_p}{2\pi}. \quad (10.4)$$

Змінювання режиму роботи гребного гвинта, яке характеризується зміною його відносного поступу λ_p , приводить до зміни упору гвинта P і моменту M . Ці зміни, що виражені коефіцієнтами k_1 і k_2 в залежності від відносного поступу λ_p , зображені у вигляді кривих дії гребного гвинта на рис. 10.1.

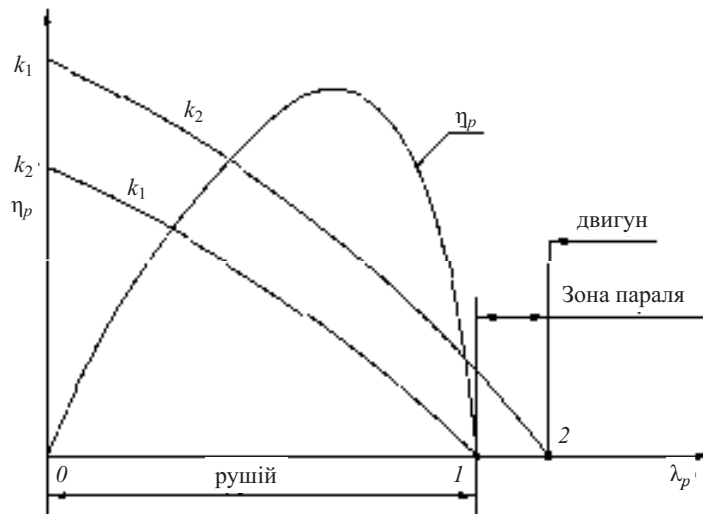


Рисунок 10.1. Криві дії гребного гвинта

Характерними точками на цих кривих є такі: 0, 1, 2.

Точка 0, в якій при $v_p = 0$ і $\lambda_p = 0$ коефіцієнти k_1 і k_2 досягають найбільших значень, тобто гребний гвинт розвиває найбільший упор та споживає найбільший момент, але його ККД дорівнює нулю. Це режим роботи на швартових.

Наступного разу ККД гребного гвинта дорівнює нулю в точці 1, для якої безрозмірний коефіцієнт упору $k_1 = 0$. В цій точці відсутнє ковзання, наявність якого забезпечує принцип роботи гребного гвинта. У точці 2 нульового моменту, для якої $k_2 = 0$, до гребного гвинта не підводиться енергія, тобто гребний гвинт, від'єднаний від валопроводу і головного двигуна, вільно обертається потоком води, що на нього набігає.

Таким чином, на кривих дії гребного гвинта можна виділити три характерні області за значенням λ_p (див. рис. 10.1).

Перша — між точками 0 і 1, в якій гребний гвинт працює як рушій, виконуючи свою основну функцію — забезпечувати рух судна. Друга — між точками 1 і 2, яку корабелі називають «зона парала».

У ній гвинт «паралізований»: споживає позитивний момент, але створює від'ємний опір, спрямований проти руху судна. Третя лежить за точкою 2, в якій гвинт працює як двигун (гідротурбінний), виконуючи функцію гальма, наприклад, при реверсуванні.

Розглядаючи криві дії гребного гвинта, слід звернути увагу на те, що кожному значенню відносного поступу і сталим значенням відповідних йому коефіцієнтів k_1 і k_2 може відповідати будь-яка кількість обертів: для упору $P = k_1 \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D^4 = A_1 \cdot n^2$ і моменту $M = k_2 \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D^5 = A_2 \cdot n^2$, тобто гвинтова характеристика відповідає умові, що відношення швидкості до частоти обертання стало: $\frac{v_p}{n} = \text{const}$. Це означає, що і $\lambda_p = \text{const}$.

Як побудувати характеристику $\lambda_p = \text{const}$? Задаємо режим роботи гребного гвинта, тобто значення $\lambda_p = \lambda_{p1}$, і за кривими дії для даного гребного гвинта знаходимо відповідні значення k_{11} і k_{21} .

Потім у формулі для моменту $M = k_2 \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D^5$ при сталому k_{21} варіюємо частоту обертання n від $n_{\min}$ до $n_{\max}$ та бу-

дуємо залежність $M = f(n)$ при $\lambda_{p1} = \text{const}$. Потім, користуючись виразом

$$N_{\Gamma} = \frac{M \cdot n}{960} = A_3 \cdot n^3, \quad (10.5)$$

будуємо кубічну залежність $N_{\Gamma} = f(n)$ при $\lambda_{p1} = \text{const}$. Якщо взяти інше значення $\lambda_{p1} < \lambda_{p2}$, можна побудувати іншу криву $N_{\Gamma} = f(n)$ при $\lambda_{p2} = \text{const}$, яка пройде більш полого, враховуючи, що $k_{22} < k_{21}$, і т. д. Таким чином можна побудувати серію гвинтових характеристик $N_{\Gamma} = f(n)$, яка відповідає $\lambda_p = \text{const}$, що показано на рис. 10.2.

Гвинтова характеристика, що проходить через точку A з координатами N_{Γ_n} і n_n , є номінальною гвинтовою характеристикою при $\lambda_{p_n} = \text{const}$.

Поряд із серією характеристик $\lambda_p = \text{const}$ можна побудувати ще одну серію характеристик, яка відповідає сталості швидкості, тобто $v_p = \text{const}$. Цю серію характеристик можна отримати, якщо в рівнянні (7.1) приймати ряд сталих значень швидкості, наприклад, $v_p = 1,0; 0,8; 0,6$ від номінальної, і для

кожного з них задаватися різною частотою обертання. За взятими значеннями швидкості $v_p = \text{const}$ і частотою обертання визначаються відповідні їм значення відносного поступу λ_p , а за кривими дії гребного гвинта — відповідні їм значення k_1 і k_2 . За значеннями k_2 і відповідними частотами обертання неважко підрахувати крутний момент M_{Γ} і потужність N_{Γ} та побудувати серію гвинтових характеристик. $v_p = \text{const}$, що показано на рис. 10.3. Гвинтова характеристика, що проходить через точку A з координатами N_{Γ_n} і n_n , називається номінальною гвинтовою характеристикою при $v_{p_n} = \text{const}$.

Характеристики при $v_p = \text{const}$ потрібні при розгляді швидкоперемінних режимів, коли можна вважати, що інерція судна дозволяє протягом відносно короткого відрізка часу зберегти сталу швидкість, чи коли різні режими роботи двигуна зіставляються при однаковій швидкості, наприклад, при буксируванні, парціальній роботі гребних гвинтів, тобто в усіх випадках, коли при однаковій швидкості

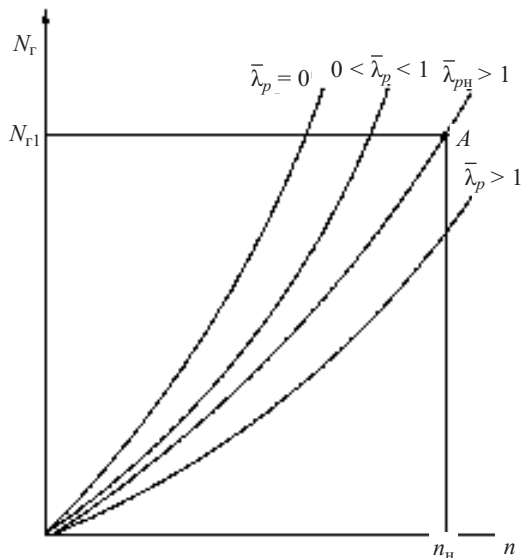


Рисунок 10.2. Суднові гвинтові характеристики при $\lambda_p = \text{const}$

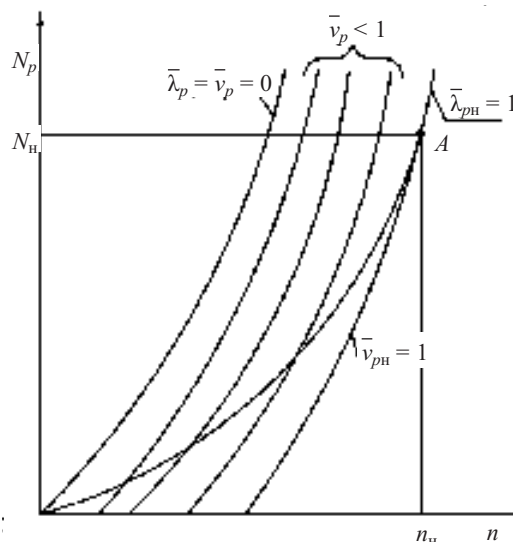


Рисунок 10.3. Суднові гвинтові характеристики при $v_p = \text{const}$

гребний гвинт повинен розвивати більший або менший упор, ніж при роботі за нормальною гвинтовою характеристикою $\lambda_{p_n} = \text{const}$.

Із виразів (10.2) і (10.3) випливає, що при відомих значеннях D і r відносні значення упору і моменту відповідно будуть $\bar{P} = \bar{k}_1 n^2$ і $\bar{M} = \bar{k}_2 n^2$. Числові значення $\bar{k}_1 n^2$ і $\bar{k}_2 n^2$ залежать від відносного значення відносно поступу $\bar{\lambda}_p$ елементів гребного гвинта (крокового H/D і дискового A/A_d

відношень, кількості лопатей z), а також вибраного розрахункового режиму. Можна побудувати серії кривих $\bar{k}_1 n^2 = f(\bar{\lambda}_p)$ і $\bar{k}_2 n^2 = f(\bar{\lambda}_p)$ у відповідних координатах для двох режимів $v = \text{const}$ і $\bar{\lambda}_p = \text{const}$ (рис. 10.4 і 10.5). Діаграми $\bar{k}_1 n^2 = f(\bar{\lambda}_p)$ і $\bar{k}_2 n^2 = f(\bar{\lambda}_p)$ дозволяють вирішувати багато задач, які виникають при проектуванні та експлуатації суднових ДВЗ, і до них будемо звертатися при розгляді режимів роботи ДВЗ.

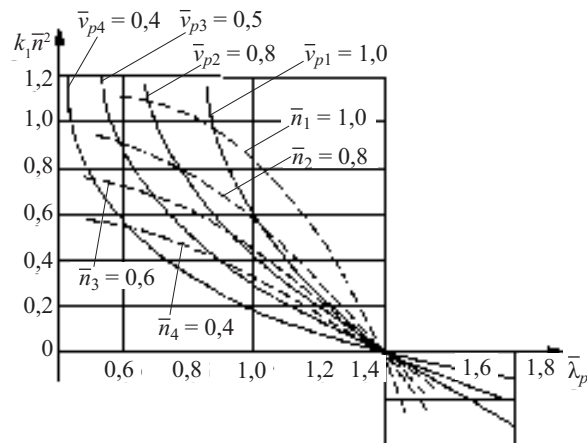


Рисунок 10.4. Залежність $\bar{k}_1 n^2 = f(\bar{\lambda}_p)$. Гвинт $H/D = 0,6$; $A/A_d = 0,5$; $z = 3$. Розрахунковий режим $\lambda_{p_{\text{рmax}}}$

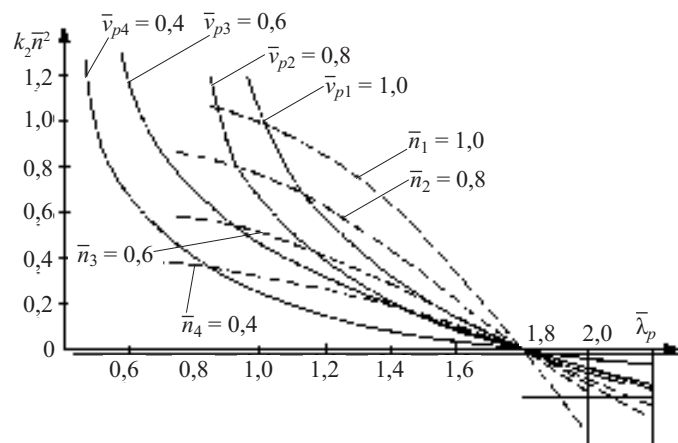


Рисунок 10.5. Залежність $\bar{k}_2 n^2 = f(\bar{\lambda}_p)$. Гвинт $H/D = 0,6$; $A/A_d = 0,5$; $z = 3$. Розрахунковий режим $\lambda_{p_{\text{рmax}}}$

В реальних умовах експлуатації транспортно-спортивного судна значення відносного поступу гребного гвинта не залишається сталим (прийом або здача вантажу, обростання корпусу судна, буксирування возу тощо), внаслідок чого гвинтові характеристики обважнюються або полегшуються. Це призводить до зміни режиму роботи головного двигуна.

Найбільш небезпечним для головного двигуна є обважнювання гвинтової характеристики (зменшення відносного поступу гвинта), оскільки при незмінній частоті обертання гребного гвинта, що приблизно відповідає незмінній швидкості ходу судна, збільшується споживана потужність, а отже, вихід режимної точки з поля допустимих режимів.

Коефіцієнт обважнювання гвинтової характеристики. Нехай на рис. 10.6 *Oa* — номінальна гвинтова характеристика з показником m ($\bar{\lambda}_{pn} = 1$); обважнювальна гвинтова характеристика ($\bar{\lambda}_{px} = x < 1$); *ab* — відрізок обмежуваль-

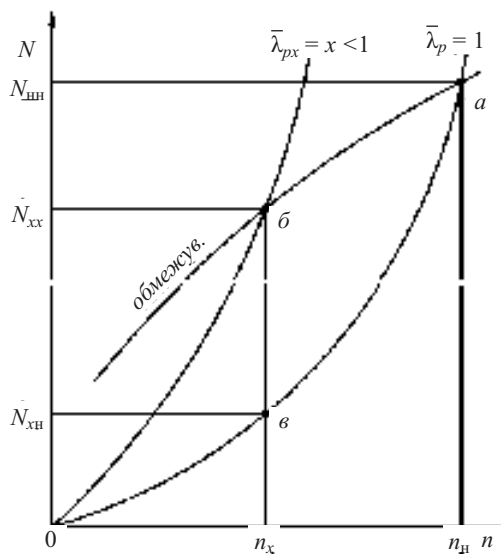


Рисунок 10.6. До визначення гранично-допустимої потужності і частоти обертання при обважнюванні гвинтових характеристик

ної характеристики двигуна; N_{nn} і n_n — номінальні потужність і частота обертання двигуна; N_{xx} — потужність при частоті обертання n_x за гвинтовою характеристикою $\bar{\lambda}_{px} = x$; $N_{хн}$ — потужність при частоті обертання n_x за номінальною гвинтовою характеристикою $\bar{\lambda}_{pn} = 1$.

Відношення $A_n = \frac{N_{xx}}{N_{хн}}$ виражає необхідне збільшення потужності двигуна для збереження частоти обертання при обважнюванні гвинтової характеристики і називається коефіцієнтом обважнювання. Оскільки A_n визначається при $n = \text{const}$, то можна записати: $A_n = \frac{M_{xx}}{M_{хн}}$, де M_{xx} і $M_{хн}$ — відповідно крутні моменти при частоті обертання n_x за обважнювальною і номінальною характеристиками. Позначимо буквою K відношення $\frac{M_{xx}}{M_{nn}}$ крутного моменту M_{xx} за обважнювальною характеристикою $\bar{\lambda}_{px}$ до номінального крутного моменту M_{nn} і назовемо його коефіцієнтом змінювання моменту. Взаємозв'язок коефіцієнтів A_n і K визначається із співвідношення $K = \frac{M_{xx}}{M_{nn}} \cdot \frac{M_{хн}}{M_{nn}} = \frac{M_{xx}}{M_{nn}} \cdot \frac{M_{хн}}{M_{хн}} = A_n \cdot \frac{M_{хн}}{M_{nn}} = A_n \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^{m-1} = A_n \cdot n_x^{m-1}$, звідси відносна частота обертання n_x :

$$\frac{n_x}{n_n} = \left(\frac{K}{A_n} \right)^{\frac{1}{m-1}}. \quad (10.6)$$

Оскільки

$$K = \frac{M_{xx}}{M_{nn}} = \frac{N_{xx}/n_x}{N_{nn}/n_n} = \frac{N_{xx}/N_{nn}}{n_x/n_n} = \frac{N_{xx}}{N_{nn}} \cdot \frac{n_n}{n_x},$$

то відносна потужність при n_x за гвинтовою характеристикою $\bar{\lambda}_{px}$:

$$\frac{N_{xx}}{N_{nn}} = K \cdot \frac{n_n}{n_x} = K \cdot \left(\frac{K}{A_n} \right)^{\frac{1}{m-1}} = \frac{K^{\frac{m}{m-1}}}{A_n^{\frac{1}{m-1}}}. \quad (10.7)$$

Точка b взята на перетині обмежувальної та обважнювальної характеристик, тому $\overline{N_{xx}}$ і $\overline{n_x}$ виражають гранично допустимі відносні значення потужності та частоти обертання при обважнюванні гвинтової характеристики. Значення $\overline{\lambda_{px}} < 1$ відповідають значенням $A_n > 1$ (обважнювальні гвинтові характеристики). Значення $\overline{\lambda_{px}} > 1 - A_n < 1$ (полегшувальні гвинтові характеристики) та $\overline{\lambda_{px}} = 1$ відповідає $A_n = 1$ — номінальна гвинтова характеристика.

В окремому випадку, коли обмежувальною характеристикою є $M = \text{const}$, то $K = 1$, вирази (10.6) і (10.7) приймають вигляд:

$$\overline{N_{xx}} = \overline{n_x} = \frac{1}{A_n^{\frac{1}{m-1}}}. \quad (10.8)$$

Якщо при цьому залежність потужності від частоти обертання може бути прийнята кубічною ($m = 3$), то

$$\overline{N_{xx}} = \overline{n_x} = \frac{1}{\sqrt{A_n}}. \quad (10.9)$$

Оскільки при $n_x = \text{const}$

$$A_n = \frac{M_{xx}}{M_{xn}} = \frac{k_{2x} \cdot \rho \cdot n_x^2 \cdot D^5}{k_{2n} \cdot \rho \cdot n_x^2 \cdot D^5} = \frac{k_{2x}}{k_{2n}} = \overline{k_{2x}},$$

то в загальному випадку

$$\overline{N_{xx}} = \frac{K^{\frac{m}{m-1}}}{\overline{k_{2x}}^{\frac{1}{m-1}}}, \quad (10.10)$$

$$\overline{n_x} = \left(\frac{K}{\overline{k_{2x}}} \right)^{\frac{1}{m-1}}, \quad (10.11)$$

а в наведеному окремому випадку

$$\overline{N_{xx}} = \overline{n_x} = \frac{1}{\sqrt{\overline{k_{2x}}}}, \quad (10.12)$$

У кожному окремому випадку відносне значення безрозмірного коефіцієнта $\overline{k_{2x}}$ може бути розраховане або взяте з кривих дії гребного гвинта. Оскільки для обмежувальної гвинтової характеристики $\alpha = \text{const}$ немає загального аналітичного виразу, то треба побудувати цю криву, графічно визначити точку перетину $\alpha = \text{const}$ з обмежувальною характеристикою λ_{px} і знайти допустимі значення $\overline{N_{xx}}$ і $\overline{n_x}$.

10.3 Усталені режими роботи суднових ДВЗ

Розглянемо декілька характерних усталених режимів роботи суднових ДВЗ. Розпочнемо з найбільш важкого, коли судно стримується швартовими пристроями, при цьому швидкість його рівна нулю, а значить, $\lambda_{pш} = 0$.

На швартовах прогріваються головні двигуни в установках, що не мають на лінії вала муфт для відключення двигуна від гребного гвинта.

Випробування на швартовах виконуються при опробуванні та введенні в дію головних двигунів суден, що будуються чи ремонтуються.

В експлуатації двигун працює на режимах, близьких до швартових, при зрушенні судна з місця, стягуванні з мілини і буксируванні суден значно більшої водотоннажності, ніж судно, що буксирує.

Робота двигуна на швартовах, тобто при $\lambda_{pш} = 0$, є окремим випадком роботи за обважнювальною характеристикою.

Оскільки при $\lambda_{pш} = 0$ гвинтова характеристика протікає більш круто, чим при інших можливих значеннях відносного поступу λ_p , то гранично допустимі значення потужності $N_{еш}$ і частота обертання $n_{ш}$ на швартовному режимі значно відрізняються від нормальних (рис. 10.7).

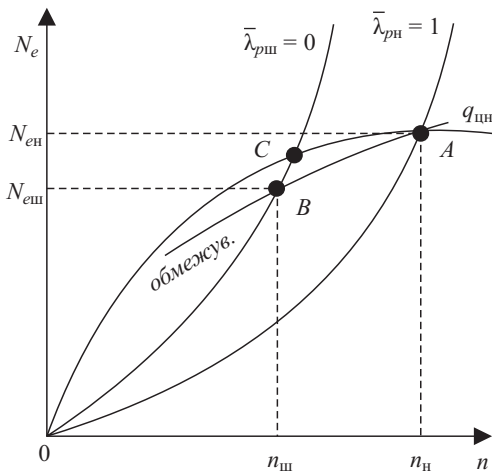


Рисунок 10.7. До визначення гранично-допустимих потужності та частоти обертання на швартовах:

OA — номінальна гвинтова характеристика, $\lambda_{рпн} = 1$; OB — швартовна характеристика, $\lambda_{рпн} = 0$; AB — обмежувальна характеристика; OCA — номінальна зовнішня характеристика

Координати точки B ($N_{еш}$, $n_{ш}$), яка є точкою перетину швартовної і обмежувальної характеристики, можна визначити за залежностями (10.10), (10.11) і (10.12), змінивши $\bar{k}_{2х}$ на $\bar{k}_{2ш}$:

$$\overline{N_{еш}} = \frac{K^{\frac{m}{m-1}}}{\frac{1}{\bar{k}_{2ш}^{m-1}}}; \quad \overline{n_{ш}} = \left(\frac{K}{\bar{k}_{2ш}} \right)^{\frac{1}{m-1}}.$$

В окремому випадку, коли $K = 1$, $m = 3$:

$$\overline{N_{еш}} = \overline{n_{ш}} = \frac{1}{\sqrt{\bar{k}_{2ш}}}.$$

Коефіцієнт обважнювання швартовної характеристики $A_{шв} = \bar{k}_{2ш}$ залежить від основних елементів гребного гвинта і прийнятого розрахункового режиму його роботи.

Можливі границі змінювання гвинтових характеристик при роботі на швартовних зображені на рис. 10.8 для двох, якби крайніх за своїми характеристиками

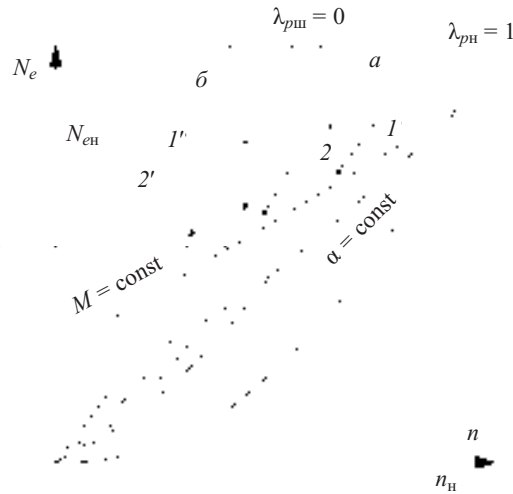


Рисунок 10.8. Гвинтові характеристики на швартовних:

a — легкий гвинт; б — важкий гвинт;
1, 1' — розрахунковий режим $0,8 \lambda_{рпн \max}$;
2, 2' — $\lambda_{рпн \max}$

гребних гвинтів при двох розрахункових режимах: гребного гвинта з кроковим відношенням $H/D = 1,6$ і дисковим відношенням $A/A_d = 1,1$ (область кривих б, важкий гвинт — ВГ), для важкого розрахункового режиму при $\lambda_{рпн \max}$ (ВРР, крива 2') і легкого розрахункового режиму при $0,8 \lambda_{рпн \max}$ (ЛРР, крива 1'); гребного гвинта з $H/D = 0,6$ і $A/A_d = 0,5$ (область а, легкий гвинт — ЛГ) при тих же розрахункових режимах (крива 2 — ВРР, крива 1 — ЛРР).

Відносні допустимі значення частоти обертання $\bar{n}$ (в чисельнику) і потужності $\bar{N}_e$ (в знаменнику) для різних обмежувальних характеристик ($M = \text{const}$, $\alpha = \text{const}$, $P = \text{const}$) при роботі на швартовах приведені в таблиці.

З таблиці видно, що у випадку важкого гвинта і важкого розрахункового режиму, і обмежувальній характеристиці за коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha = \text{const}$ (форсований двигун) допустима відносна по-

Гвинт	ВРР, $\lambda_{p_{\max}}$			ЛРР, $0,8\lambda_{p_{\max}}$		
	$M = \text{const}$	$\alpha = \text{const}$	$P = \text{const}$	$M = \text{const}$	$\alpha = \text{const}$	$P = \text{const}$
Важкий $H/D = 1,6, A_d = 1,1$	0,49	0,40	0,45	0,63	0,52	0,60
	0,49	0,25	0,35	0,63	0,48	0,52
Легкий $H/D = 0,6, A_d = 0,5$	0,74	0,64	0,62	0,82	0,76	0,72
	0,74	0,48	0,42	0,82	0,64	0,54

тужність $\overline{N_{eu}} = 0,25$ і допустима відносна частота обертання $n_{ui} = 0,4$. В той же час для ЛГ і ЛРР при $M = \text{const}$ (нефорсований двигун) — $\overline{N_{eu}} = \overline{n_{ui}} = 0,82$. Таким чином, допустимі значення потужності $\overline{N_{eu}}$ і частоти обертання n_{ui} змінюються в дуже широких межах і в кожному конкретному випадку повинні бути визначені з урахуванням приведених факторів.

Обмежувати частоту обертання та потужність двигуна на швартовах може не тільки його навантаження, але і зростаюча величина упору, створюваного гребним гвинтом при роботі на швартовах, якщо упорний підшипник не розрахований зі значним запасом міцності. Якщо виходити з того, що упор на швартовому режимі не повинен перевищувати упору на номінальному, то допустима частота обертання n_{ui} визначається із співвідношення:

$$\overline{k_{1u}n_{ui}^2} = \overline{k_{1n}n_n^2}.$$

Звідки

$$\overline{n_{ui}} = \frac{1}{\sqrt{\overline{k_{1u}}}},$$

де $\overline{k_{1u}}$ — відносне значення безрозмірного коефіцієнта упору k_1 при $\lambda_{p_{\max}} = 0$, знаходиться за кривими дії гребного гвинта.

Відносні значення $\overline{k_{1u}}$ залежать від елементів гребного гвинта і від вибору розрахункового режиму. В таблицю внесені відносні значення потужності $\overline{N_{eu}}$ і частоти обертання при $P = \text{const}$.

В якості гранично допустимих значень $\overline{N_{eu}}$ і $\overline{n_{ui}}$ приймається менше із одер-

жаних при розрахунках із умов $M_{ui} \leq M_n$ і $P_{ui} \leq P_n$.

Для того, щоб показати, як використовуються діаграми $\overline{k_1n^2} = f(\overline{\lambda_p})$ і $\overline{k_2n^2} = f(\overline{\lambda_p})$ для побудови об'єднаної характеристики, розглянемо такий характерний режим, як *режим роботи головних двигунів при буксируванні веза*.

Такі режими притаманні спеціальним буксирним суднам, але будь-яке транспортне судно може виконувати роль буксира в аварійних ситуаціях.

Побудову гвинтової характеристики і визначення гранично допустимих значень потужності і частоти обертання головних двигунів можна виконати, використовуючи діаграми $\overline{k_1n^2} = f(\overline{\lambda_p})$ і $\overline{k_2n^2} = f(\overline{\lambda_p})$.

Нехай дана залежність опору корпусу буксира $R = f(v)$ і тяга на гаку $Z = f(v)$ (рис. 10.9). Для подолання повного опору $R + Z = f(v)$ буксира з везом необхідно створити упор P_6 , що дорівнює вказаному повному опору при однакових швидкостях. Значення $\frac{P_6}{P} = \frac{R + Z}{R}$ представляють собою збільшення опору при буксируванні в порівнянні з упором номінальної гвинтової характеристики буксира при однакових швидкостях ходу.

Рекомендується наступна послідовність в побудові об'єднаної характеристики.

Задаємося декількома значеннями відносної швидкості буксування $\overline{v}_1, \overline{v}_2, \overline{v}_3$ в інтервалі.

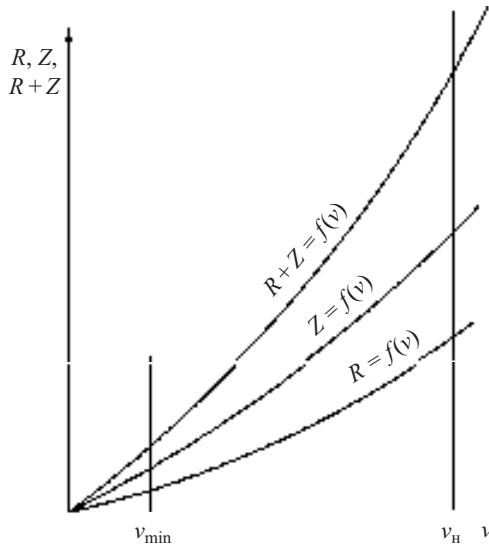


Рисунок 10.9. До розрахунку режиму буксирування

Визначаємо:

– відношення упорів в режимі буксирування до упорів в режимі номінальної гвинтової характеристики при однакових швидкостях за допомогою кривих рис. 10.9;

– відносьне значення відноського по-
ступу при буксируванні $\bar{\lambda}_{pb}$ за кривими $\bar{k}_1 n^2 = f(\bar{\lambda}_p)$ для заданого гребного гвинта і розрахункового режиму (рис. 10.10);

– збільшення крутного моменту гребного гвинта при буксируванні A_{vm} за кривими $\bar{k}_2 n^2 = f(\bar{\lambda}_p)$ (рис. 10.11):

$$A_{vm} = \frac{K_{26} n_6^2}{K_{2n} n_n^2};$$

– необхідну для отримання $v = \text{const}$ частоту обертання $\frac{n_6}{n} = A_{vn}$ (рис. 10.11);

– збільшення потужності при буксируванні в порівнянні з потужністю в режимі номінальної гвинтової характеристики при однакових швидкостях за формулою:

$$A_{vN} = A_{vm} \cdot A_{vn};$$

– значення потужності за обважнювальною характеристикою при $\bar{V} = \text{const}$:

$$N_{e6} = N_{en} \cdot A_{vN}.$$

На рис. 10.12 показана схема побудови обважнювальної характеристики

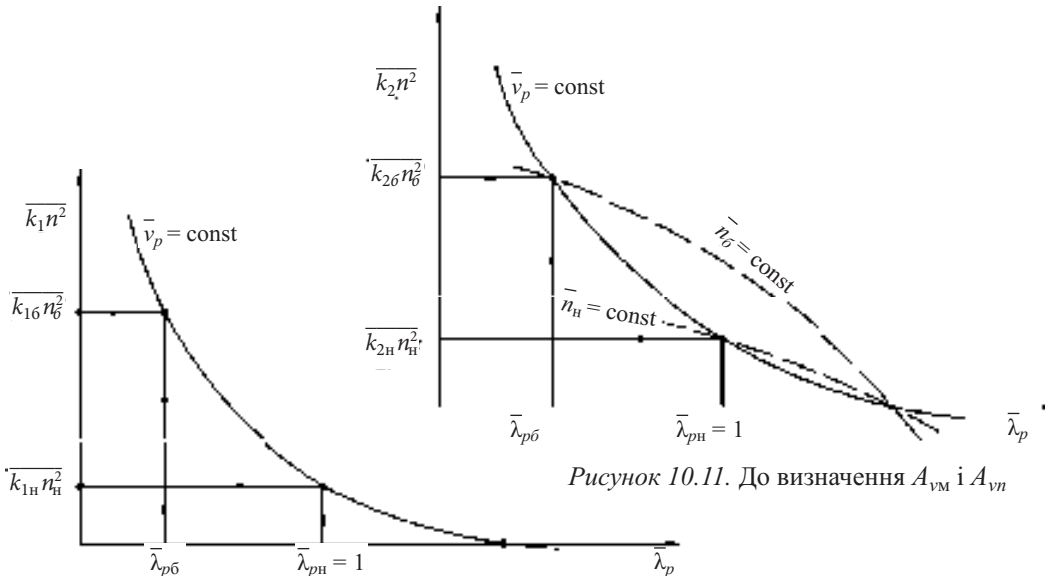


Рисунок 10.10. До визначення $\bar{\lambda}_p$

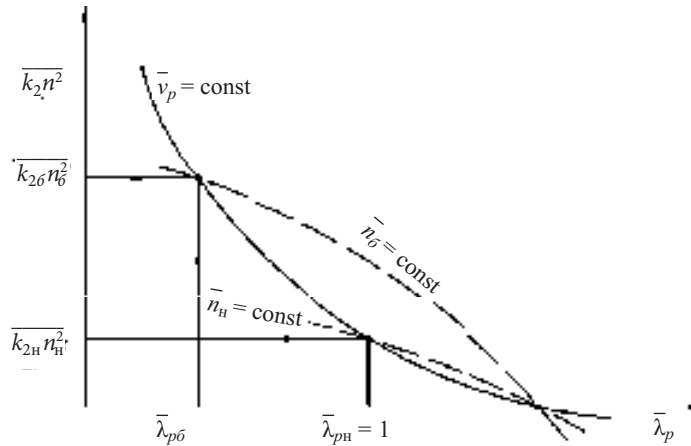


Рисунок 10.11. До визначення A_{vm} і A_{vn}

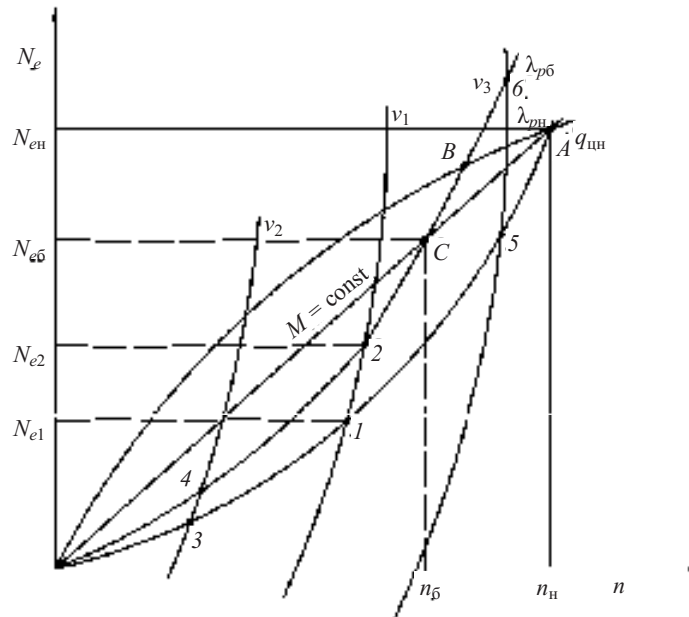


Рисунок 10.12. Побудова обважнювальної гвинтової характеристики при буксируванні

і визначення гранично допустимих значень частоти обертання n_6 і потужності N_{e6} (точка C) при буксируванні за результатами визначення A_{vN} у функції від швидкості ходу.

На цьому рисунку λ_{pn} — номінальна гвинтова характеристика; v_1, v_2, v_3 — швидкісні гвинтові характеристики; λ_{pb} — обважнювальна гвинтова характеристика при буксируванні; q_{shn} — номінальна зовнішня характеристика; $M = \text{const}$ — обмежувальна характеристика.

Використаємо вираз для збільшення упору гребного гвинта для конкретного випадку буксирування судном однотипного судна гребними гвинтами, що мають крокове відношення $H/D = 1,6$ і дискове відношення $A/A_d = 1,1$:

$$\frac{P_6}{P} = \frac{R + R}{R} + \frac{\Delta R_r}{R},$$

де ΔR_r — додатковий опір від вільнообертаючого чи застопореного гребного гвинта.

Змінювання режиму роботи гребного гвинта при буксируванні визначи-

лось за допомогою діаграм $\overline{k_1 n^2} = f(\overline{\lambda_p})$ і $\overline{k_2 n^2} = f(\overline{\lambda_p})$ для конкретного гребного гвинта. За отриманими результатами побудовані обважнювальні гвинтові характеристики при буксуванні однотипного судна, що показано на рис. 10.13. При цьому крива 1 для випадку, коли на судні, що буксирується, гребний гвинт вільно обертається, а крива 2 — коли він застопорений. На рисунку нанесені обмежувальні характеристики при $M = \text{const}$ (двигун без наддуву) і $\alpha = \text{const}$ (двигун з наддувом), перетин яких в точках C_1, C_2, C_3 і C_4 визначає допустимі значення потужності N_e і частоти обертання при буксируванні однотипного судна.

Розглянемо ще один усталений режим роботи головних двигунів, який часто зустрічається при експлуатації транспортних суден, а саме при змінюванні водотоннажності судна.

Для наближеної оцінки залежності потужності головних двигунів від водотоннажності судна можна скористатися «адміралтейською» формулою потужності:

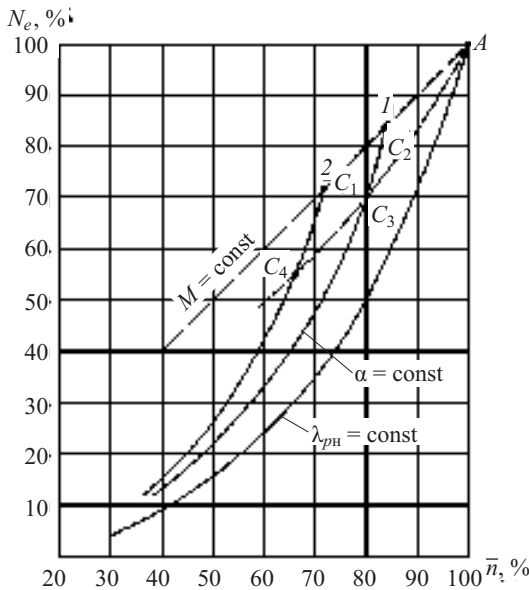


Рисунок 10.13. Змінювання гвинтових характеристик при буксированні однотипного судна

$$N_e = cD^{2/3}v^3,$$

де c — адміралтейський коефіцієнт; D — водотоннажність; v — швидкість судна.

Адміралтейський коефіцієнт залежить від основних розмірів судна та інших факторів, тому для різних суден числове значення його різне. Однак для одного і того ж судна визначальні його фактори під час експлуатації постійні, тому не змінюється і значення коефіцієнта.

Аналізуючи структуру адміралтейської формули, можна помітити, що вплив водотоннажності на потрібну потужність головних двигунів значно менший, чим вплив швидкості ходу.

Для визначення допустимого режиму роботи головного двигуна при зміню-

ванні водотоннажності при експлуатації припустимо, що при цьому швидкість судна залишається незмінною, тобто $\bar{v} = \text{const}$. Тоді:

$$A_{vD} = \frac{N_{ex}}{N_{en}} = \left(\frac{D_x}{D_n} \right)^{2/3} = \bar{D}_x^{2/3}, \quad (10.13)$$

де D_n і N_{en} — відповідно номінальні значення водотоннажності і потужності; D_x і N_{ex} — при змінній водотоннажності.

В таблиці приведені числові значення коефіцієнта A_{vD} при деяких відносних значеннях $\bar{D}_x$, можливих при експлуатації:

$\bar{D}_x$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,1	1,2	1,3
A_{vD}	0,54	0,71	0,86	1,0	1,06	1,13	1,19

Як видно з таблиці, потрібна потужність істотно змінюється тільки при значному змінюванні водотоннажності.

В загальному випадку для визначення гранично допустимих значень частоти обертання n_x і потужності N_{ex} необхідно нанести на діаграму $N_e - n$ лінії постійних швидкостей $v_x = \text{const}$ і відмітити на них точки, що відповідають новим значенням потрібної потужності головного двигуна (рис. 10.14).

Проводячи криві через відмічені точки на кривих $\bar{v}_x = \text{const}$, отримаємо об'єднувальну $\lambda_{px_1} = \text{const}$ і полегшувальну $\lambda_{px_2} = \text{const}$ характеристики гребного гвинта. Точки C і F перетину цих характеристик з обмежувальною $M = \text{const}$ чи номінальною регуляторною характеристиками визначають допустимі значення N_{ex_1} і n_{x_1} — при об'єднуванні, N_{ex_2} і n_{x_2} — при полегшенні гвинтових характеристик при зміні водотоннажності судна.

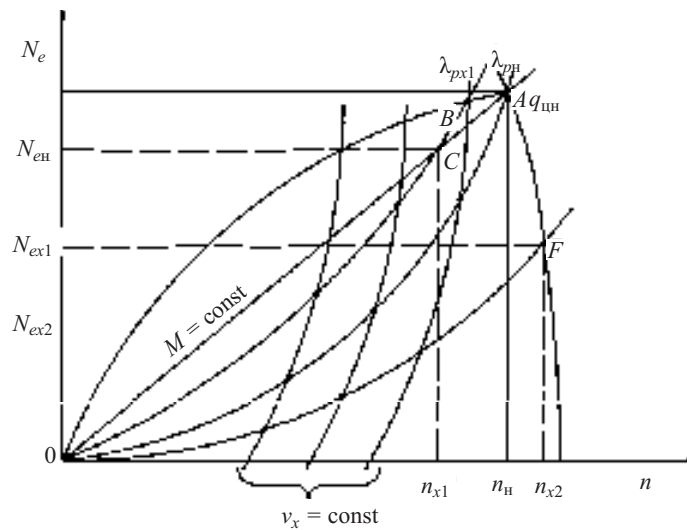


Рисунок 10.14. Побудова обважнювальної і полегшувальної характеристик при змінюванні водотоннажності судна

10.4 Неусталені режими роботи суднових ДВЗ

До неусталених режимів відносять, в першу чергу, роботу головних двигунів при зрушуванні судна з місця, його розгоні і реверсуванні. Неусталеність вказаних режимів викликається швидким змінюванням органів управління двигуном і міграцією гвинтової суднової характеристики.

Робота двигуна при зрушуванні судна з місця має деякі особливості при різних дизельних установках, а саме:

- установках, в яких двигун не відключається від гребного гвинта при пуску його в роботу;
- установках, в яких передбачувана з'єднувальна муфта, яка забезпечує підключення працюючого на холостому ході двигуна до гребного гвинта.

Розглянемо перший випадок (рис. 10.15). При зрушуванні судна з місця головний двигун спочатку роботи долає опір корпусу на швартовному режимі. Тому зростання потужності і частоти обертання двигуна після пуску приблизно відбувається за $\lambda_{рп} = 0$ і кількісно обмежу-

ється регуляторною характеристикою $R_{мх}$. Точка *a* перетину швартовної і регуляторної характеристик визначить потужність і частоту обертання двигуна і гребного гвинта безпосередньо після пуску, так як швидкодія органів управління висока, а реакція елементів паливної апаратури на їх дію — швидка. По мірі роботи двигуна інерція спокою судна долається і воно починає переміщуватися. При цьому навантаження двигуна падає, а частота обертання дещо збільшується за законом регуляторної характеристики $R_{мх}$ до того часу, доки не буде досягнутий режим, що відповідає точці *b* на номінальній гвинтовій характеристиці $\lambda_{рп} = 1$. Швидкість ходу визначається положенням характеристики $v_{мх}$, що проходить через точку *b*, а подача палива — частковою характеристикою $q_{цмх}$, що проходить через ту ж точку.

Для установки зі з'єднувальною муфтою двигун може працювати із виключеною муфтою на холостому ході (точка *a*) на стоянці судна (рис. 10.16).

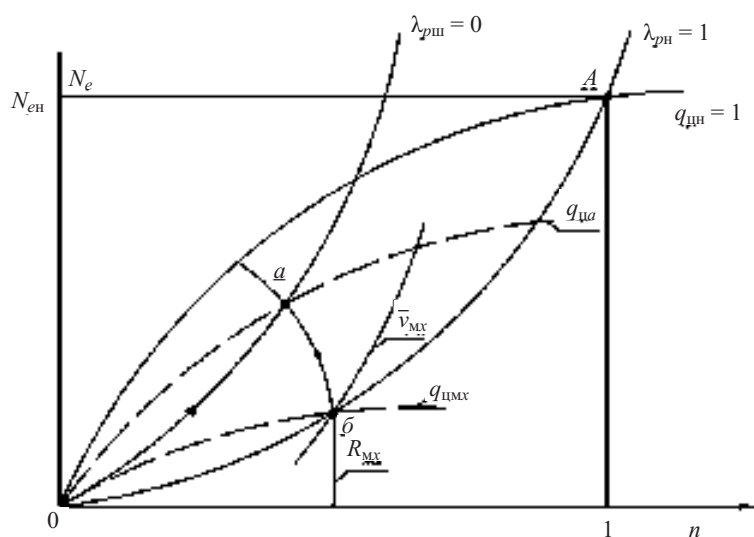
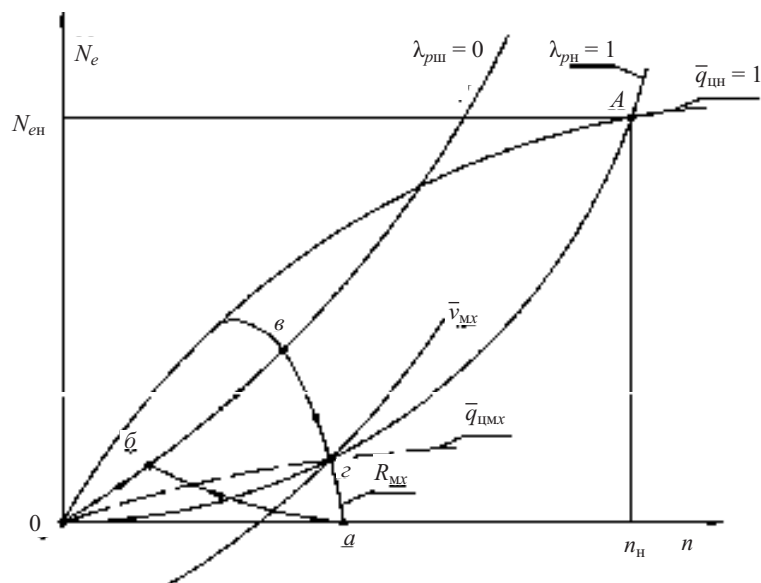


Рисунок 10.15. Навантаження двигуна, безпосередньо з'єднаного з гвинтом, при зрушуванні судна з місця



При включенні муфти, яке відбувається не миттєво, а на протязі деякого часу, муфта проковзує, поступово збільшуючи момент, що передається і розганяє гребний вал із гвинтом. В точці *b*

відбувається синхронізація частоти обертання двигуна і гребної системи, і муфта з'єднує двигун і гвинт в єдине ціле. Після цього навантаження на двигун відповідають швартовній характеристиці $\lambda_{рш} = 0$.

Після вступу в дію регулятора (точка ϵ) навантаження починають відповідати регуляторній характеристиці $R_{\text{мх}}$. По мірі розгону судна навантаження знижується до досягнення точки z номінальної гвинтової характеристики $\lambda_{\text{рм}}$, що відповідає закінченню зрушування судна з місця і руху його з усталеною швидкістю $v_{\text{мх}}$, при цьому двигун працює за частковою характеристикою $q_{\text{цмх}}$.

Для розгону судна, яке йде зі швидкістю $\bar{v}_1$, до швидкості $\bar{v}_2$ йому необхідно виконати роботу, пропорційну

$$(m + \Delta m)(v_2^2 - v_1^2),$$

де m — маса судна; Δm — приєднана маса води.

Ця робота може бути виконана на протязі різного часу з використанням різної потужності головних двигунів. Змінювання навантаження в період розгону повинно, по можливості, проводитись достатньо повільно, що обумовлюватиме поступове змінювання теплового стану

і параметрів робочого циклу, що виключатиме виникнення надмірних температурних напружень в деталях ЦПГ. Для виконання розгону рукоятку управління всережимного регулятора переміщують в сторону збільшення подачі палива з положення R_1 , що відповідає швидкості v_1 , в положення R'_2 (рис. 10.17). Оскільки цей процес відбувається швидко, то змінювання потужності і частоти обертання двигуна проходить при постійній швидкості $\bar{v}_1$ до точки ϵ . По мірі подолання інерції навантаження двигуна буде знижуватись згідно регуляторної характеристики R'_2 , поки не встановиться швидкість v'_2 на режимі номінальної характеристики $\lambda_{\text{рн}}$ (точка ϵ). Якщо ця швидкість недостатня, то процес повторюють до досягнення бажаної швидкості $\bar{v}_2$ (точка δ). При ході з усталеною швидкістю v_2 двигун буде працювати на режимі часткової характеристики $q_{\text{цд}}$ при частоті обертання $n_{\text{д}}$, розвиваючи потужність $N_{\text{ед}}$. Сума площ криволінійних трикутників $ab\epsilon$

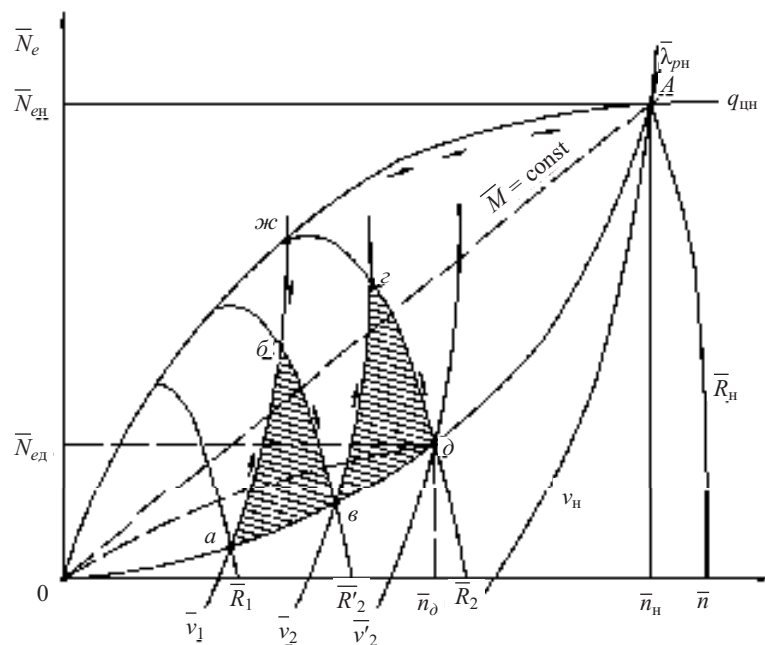


Рисунок 10.17. Навантаження двигуна при розгоні судна

і ωd пропорційна енергії розгону судна від швидкості $\bar{v}_1$ до швидкості $\bar{v}_2$. Очевидно, чим повільніше буде проходити розгін, тим менше буде й витрачена на розгін енергія і менше буде перевантажуватись головний двигун. У випадку, який показано на рис. 10.16, двигун дещо перевантажується, оскільки точки b і z виходять за обмежувальну характеристику. Щоб уникнути цього явища, необхідно збільшити кількість проміжних положень регуляторних характеристик R_2'', R_2''' і т. д. і число криволінійних трикутників, але їх площа і висота будуть меншими. Цілком очевидно, що процес розгону буде подовжений в часі.

У випадку необхідності термінового (екстреного) розгону до швидкості $\bar{v}_2$ (пов'язаного з тепловим перевантаженням) рукоятка всережимного регулятора встановлюється відразу в положення R_2 . При цьому площа $a_{жд}$, пропорційна енергії розгону, збільшується. Особливо небажаним є розгін до номінальної швидкості $\bar{v}_n$. Якщо це все ж необхідно, то рукоятку регулятора встановлюють в положення R_n . Тоді потужність і частота обертання зростають по кривій, близькій до характеристики постійної швидкості $\bar{v}_1 = \text{const}$, до виходу в точці $ж$ на зовнішню характеристику $q_{цн}$, а потім по ній в точку A — до досягнення номінальних значень $N_{ен}$ і n_n .

Площа $a_{жA}$, пропорційна енергії розгону, різко збільшується, двигун частину часу $жA$ працює в перевантажувальному режимі вище обмежувальної характеристики $M = \text{const}$.

На екстрений розгін судна витрачається енергія значно більша, чим при повільному розгоні. Але цей розгін не тим поганий, що витрачається багато палива, а тим, що різко зростає перевантаження двигуна. Екстрений розгін застосовують в крайніх випадках, коли вже мова про

пошкодження двигуна не має сенсу — при загрозі людському життю чи можливому зіткненні з іншим судном.

Розглянемо ще один неусталений режим — *реверсування*, тобто змінювання напрямку руху судна і прискорення його зупинки, який є одним із найважливіших елементів при забезпеченні маневрових якостей судна. З іншої сторони, для головного суднового двигуна він є дуже важким. Так, дослідженнями встановлено, що один реверс для головного двигуна обходиться за зносом деталей ЦПГ 12...15 годинам безперервної роботи при номінальному навантаженні.

Реверс виконується в загальному випадку змінюванням напрямку дії упору, створюваного гребним гвинтом. При гвинтах фіксованого кроку це здійснюється змінюванням напрямку обертання гвинта, а в гвинтах регульованого кроку — зміненням положення лопатей гвинта, їх розворотом.

Розрізняють реверс гребного гвинта і реверс судна. Відміна складається, по-перше, в тривалості: реверс гребного гвинта короткочасний і обчислюється секундами в той час, як реверс судна — хвилинами.

Різні характеристики реверсу: для судна — відстань в довжинах його корпусу, що проходить судно від моменту подачі команди на реверс на повної зупинки, так званий вибіг судна, який орієнтовно складає від 6 до 8 довжин корпусу судна; для гвинта — час, виміряний в секундах, від початку реверсування до початку стійкої роботи на задній хід.

На транспортних суднах, обладнаних, як правило, малообертовими двигунами, безпосередньо з'єднаними з судновим валопроводом, змінювання напрямку обертання гребного гвинта і вала двигуна відбувається спеціальним реверсивним механізмом.

В процесі реверсування двигуна різко змінюється його режим роботи, що пов'язано зі змінюванням положення гвинтової характеристики і органів управління подачею палива. Безпосереднє реверсування з повного переднього ходу на задній починається з виключення подачі палива (точка A на рис. 10.18) шляхом переведення рукоятки управління все-режимним регулятором з положення R_H в нульове. Оскільки цей процес відбувається швидко, то спочатку судно продовжує рух з постійною початковою швидкістю $\bar{v}_H$. Потужність і частота обертання двигуна змінюються за характеристикою $\bar{v}_H = \text{const}$, і при частоті n_a (точка a) гвинт

переходить в турбінний режим і працює як гідротурбіна, долаючи опір тертя в підшипниках і сальниках суднового валопроводу і двигуна. Якби опору води руху судна не було, то точка b перетину кривих гвинтової характеристики при $v_H = \text{const}$ і потужності $N_{\text{мвдв}}$ від механічних втрат двигуна і валопроводу характеризувала б усталений режим роботи гвинта.

В дійсності по мірі руху судна вперед при виключеній подачі палива внаслідок опору води руху судна швидкість його поступово зменшується, також зменшується і потужність механічних втрат, що зрештою призводить до зупинки гребного гвинта (точка e).

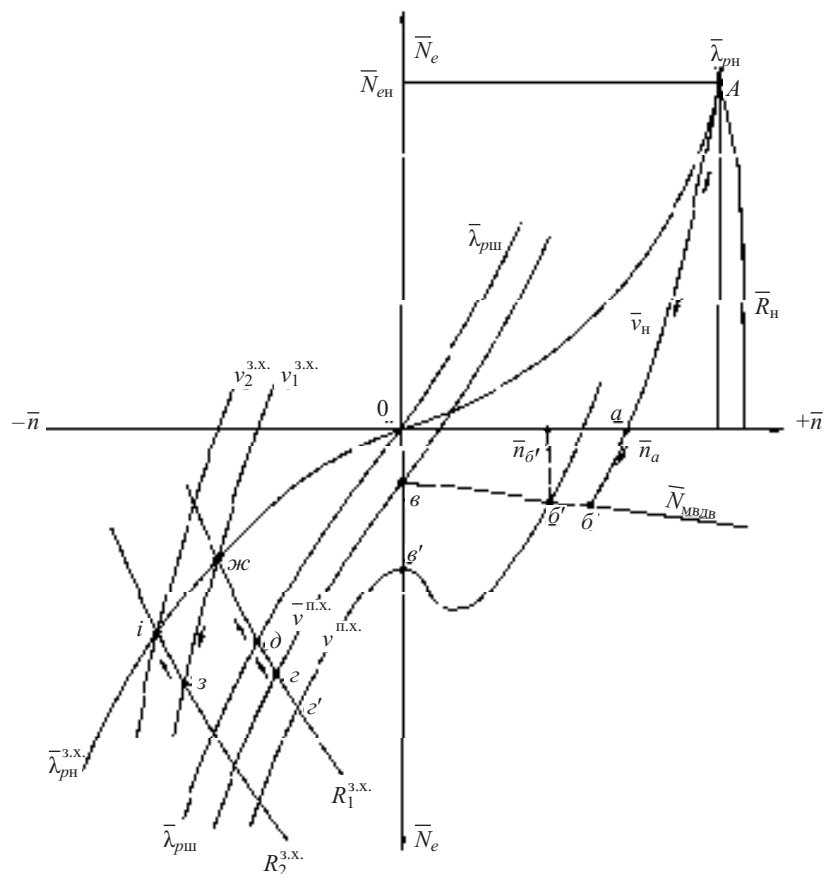


Рисунок 10.18. Навантаження двигуна при реверсуванні судна

Після зупинки гребного гвинта (і двигуна) чи при дуже малій його частоті обертання переводять на задній хід положення органів газорозподілу і виконують пуск двигуна.

Гребний гвинт починає обертатись в зворотньому напрямку, перешкоджаючи руху судна вперед із залишковою швидкістю — v'^x . Цей період реверсування характеризується можливістю перевантаження двигуна.

Потужність двигуна і його частота обертання обмежуються положенням рукоятки управління всережимного регулятора (точка z на кривій R_1^{3x}). По мірі уповільнення судна на задньому ході навантаження двигуна зменшується, а частота обертання збільшується. При деякій частоті обертання гвинта при задньому ході, що відповідає перетину швартовної характеристики заднього ходу $\lambda_{ш}^{3x}$ з регуляторною R_1^{3x} (точка d), судно зупиниться.

Після зупинки судна відразу розпочинається зрушування його з місця до досягнення номінальної гвинтової характеристики $\lambda_{рн}^{3x}$ точки $ж$, коли судно буде рухатись назад зі швидкістю v_1^{3x} . Якщо ця швидкість недостатня, то розгін судна на задньому ході виконується перестановкою рукоятки управління всережимним регулятором в нове положення R_2^{3x} . Після цього буде досягнута швидкість v_2^{3x} (точка i на номінальній гвинтовій характеристиці заднього ходу).

Розглянутий порядок зміни напрямку обертання гвинта при безпосередньому реверсуванні двигуна вимагає значного часу, особливо при реверсуванні великотоннажних важконавантажених

суден. Тому в тих випадках, коли до суден пред'являють більш високі вимоги маневреності, реверсивний механізм двигуна забезпечують пристроями, що дозволяють прискорити процес зупинки гвинта. Для цього ще до зупинки двигуна, при частоті обертання $n_{б'}$ на передньому ході в циліндр двигуна подають пускове повітря («контрповітря») під тиском 2,5...3,0 МПа.

Подача повітря від повітророзподільника в порожнину управління пускового клапану на різних двигунах починається за 5...10° н.к.в. до ВМТ і припиняється за 70...90° н.к.в. після ВМТ. Тому якщо при обертанні двигуна вперед кулачки управління повітророзподільника перевести в положення «назад», то повітря почне подаватися в порожнину управління пускового клапану за 70...90° н.к.в. до ВМТ, тобто на ході стиску. Стискуючись в циліндрі, пускове повітря гальмує двигун до приходу поршня у ВМТ.

Робота, затрачена гвинтом, який працює в турбінному режимі, на стиснення пускового повітря, прискорить зупинку двигуна (і гвинта) в зв'язку з різким збільшенням потужності механічних втрат (точка $б'$). Навантаження і частота обертання після пуску двигуна на задній хід будуть змінюватись аналогічно викаданому раніше.

Практика показує, що дія «контрповітря» ефективна тільки при частоті обертання $n \leq (0,4...0,6)n_a$. При цьому необхідно врахувати те, що максимальні тиски в циліндрах двигуна при подачі «контрповітря» збільшуються і можуть досягати небезпечних значень (20,0 МПа і вище).

Завдання та запитання для самоконтролю

1. Привести класифікацію режимів роботи суднових ДВЗ.
 2. Що таке криві дії гребного гвинта?
 3. Як побудувати суднові гвинтові характеристики при $\lambda_p = \text{const}$ і $v_p = \text{const}$?
 4. Дати визначення коефіцієнту обважнювання гвинтових характеристик.
 5. Які особливості роботи двигуна на швартових?
 6. Як визначити допустимі навантаження на двигун при зміні водотоннажності судна?
 7. Які особливості навантаження двигуна на неусталених режимах роботи?
 8. Дати характеристику режиму реверсування головного двигуна.
-

ОСНОВИ КІНЕМАТИКИ ТА ДИНАМІКИ СУДНОВИХ ДВЗ

11.1 Кінематика кривошипно-шатунного механізму

Переміщення центра головного підшипника в залежності від кута повороту кривошипа

Вивчення кінематики слід розпочинати з визначення залежності переміщення центра головного підшипника (S_ϕ) від кута повороту кривошипа (ϕ). Для цього розглянемо найбільш просту схему кривошипно-шатунного механізму (рис. 11.1).

Як видно з рис. 11.1, переміщення центру головного підшипника складає

$$S_\phi = R + L - R \cdot \cos \phi - L \cdot \cos \beta. \quad (11.1)$$

Розглянувши $\triangle OCB$: $CB = R \cdot \sin \phi$;

$\triangle CAB$: $CB = L \cdot \sin \beta$.

Тобто $R \cdot \sin \phi = L \cdot \sin \beta$, або

$$\frac{R}{L} \sin \phi = \sin \beta. \quad (11.2)$$

Відношення $\frac{R}{L} = \lambda_{ш}$ слід розглядати як характерну сталу для КШМ. У такому разі положення КШМ буде залежати тільки від двох параметрів: механізму R та $\lambda_{ш}$, які слід позначити як узагальнені

координати системи (це мінімальна кількість координат, які повністю визначають положення КШМ).

Вираз (11.1) можна переписати у вигляді:

$$S_\phi = R(\lambda_{ш} + 1 - \lambda_{ш} \cdot \cos \phi - \cos \beta). \quad (11.3)$$

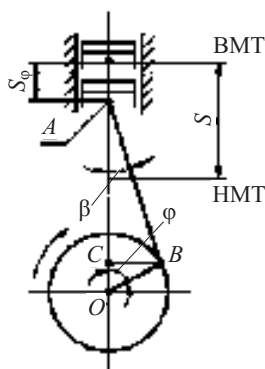


Рисунок 11.1. Схема КШМ для розрахунку $S_\phi = f(\phi)$:

$AB = L$ — довжина шатуна; $OB = R$ — радіус кривошипа; ϕ — кут повороту кривошипа; β — кут відхилення шатуна від осі циліндра

Якщо знайти $\cos \beta$, використовуючи формулу (11.2), і розкласти цей вираз у вигляді бінома Ньютона, обмежившись двома першими складовими:

$$\cos \beta \approx (1 - \lambda_{\text{ш}}^2 \cdot \sin^2 \varphi)^{1/2} \approx 1 - \frac{1}{2} \lambda_{\text{ш}}^2 \cdot \sin^2 \varphi,$$

в кінцевій формі маємо залежність:

$$S_{\varphi} = R \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_{\text{ш}}}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right]. \quad (11.4)$$

Ця формула є приблизною, однак для практичних (інженерних) розрахунків вона дає достатню точність.

Поряд з розрахунками S_{φ} аналітичним методом слід ознайомитись з графічними, одним із яких є метод проф. Брікса. Цей метод є суто графічним та простим у використанні, що робить його найбільш привабливим в подальших розрахунках, наприклад, в розрахунках динаміки.

Отримання графічної залежності $S_{\varphi} = f(\varphi)$ проводиться у такій послідовності (рис. 11.2).

На рис. 11.2 показано:

O_1 — полюс діаграми Брікса;

OO_1 — поправка Брікса: $OO_1 = \frac{R \cdot \lambda_{\text{ш}}}{2}$;

S — хід поршня, м;

S_{20} — переміщення центра головного підшипника при повороті кривошипа на кут $\varphi = 20^\circ$ (20° вибрано як приклад).

При використанні діаграми Брікса слід виконати таке:

– на відрізок, який відповідає ходу поршня, як на діаметрі, слід навести півколо з центром « O »;

– вбік НМТ відкласти поправку Брікса OO_1 ;

– із точки O_1 (полюс Брікса) провести промені через рівні кути (наприклад, через кожні 10°) до перетину з лінією напівкола (наприклад, точка A);

– відрізок S_{20} у наведеному прикладі є переміщення центра головного підшипника, яке відповідає куту повороту $\varphi = 20^\circ$;

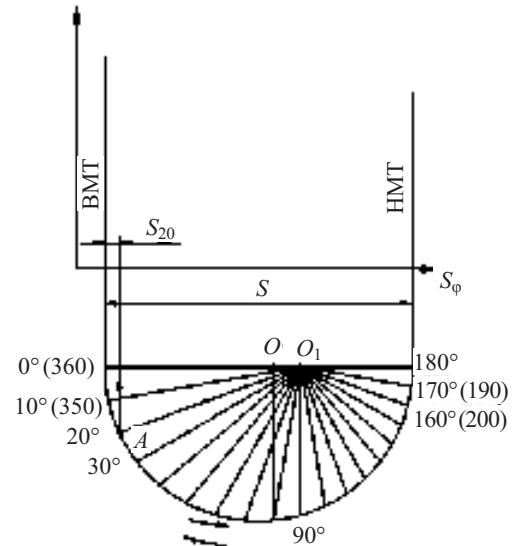


Рисунок 11.2. Схема використання діаграми Брікса для визначення $S_{\varphi} = f(\varphi)$

– переходячи від точки до точки по лінії напівкола, отримаємо залежність $S_{\varphi} = f(\varphi)$ для повного оберту кривошипу.

Спосіб Брікса частіше усього використовують при перебудові згорнутої індикаторної діаграми в розгорнуту в розрахунках динаміки, газообміну двигунів.

Поступальна швидкість центру головного підшипника (перша похідна S_{φ} від часу)

$$V_{\varphi} = R \cdot \omega (\sin \varphi + \frac{\lambda_{\text{ш}}}{2} \cdot \sin 2\varphi), \quad (11.5)$$

де ω — кутова швидкість кривошипа, рад/с: $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$, де n — частота обертів кривошипа вала, хв^{-1} .

Лінійне прискорення центру головного підшипника (друга похідна від S_{φ})

$$j_{\varphi} = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_{\text{ш}} \cos 2\varphi). \quad (11.6)$$

Формула (11.3) є базовою для подальших розрахунків динаміки.

Перед початком розрахунків динаміки слід створити розрахункову модель КШМ.

11.2 Сили і моменти, які діють в КШМ

Для вивчення динаміки КШМ слід провести заміну реального КШМ його динамічною моделлю. Для цього слід складові ланки КШМ замінити його моделями.

Динамічна модель шатуна

На рис. 11.3 показана конструктивна схема реального шатуна і його динамічна модель.

Як видно з рис. 11.3, реальна маса шатуна замінена двома зосередженими масами, що є не зовсім точно. Для більш точної заміни загальну масу шатуна було б слід рознести по трьох точках, що витікає з наступних трьох умов подібності:

$M_{ш} = M_{шс} + M_{шR}$ — подібність за балансом мас;

$M_{шс} \cdot L_s = M_{шR} \cdot L_R$ — подібність статична;

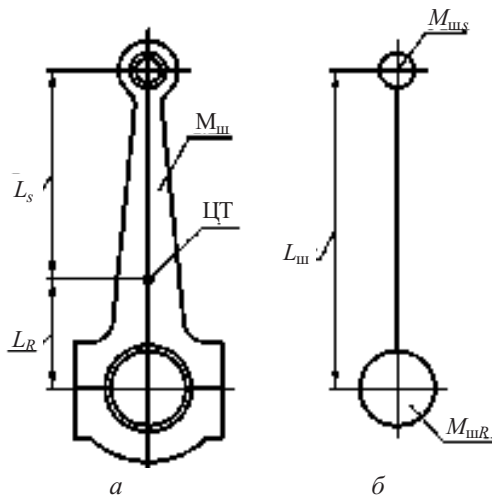


Рисунок 11.3. До створення динамічної моделі шатуна:

a — конструктивна схема шатуна; *б* — розрахункова модель; ц. т. — центр тяжіння; $M_{ш}$ — маса шатуна; $M_{шс}$ — частина маси шатуна, зосереджена у центрі головного підшипника; $M_{шR}$ — частина маси шатуна, зосереджена у центрі мотильового підшипника

$M_{шс} \cdot L_s^2 = M_{шR} \cdot L_R^2$ — подібність динамічна.

Проте це приводить до суттєвого ускладнення розрахунків при малозначному їх уточненні.

Тому слід обмежитися спрощеною моделлю (рис. 11.3, б), тобто виконати тільки перші дві умови.

Для знаходження $M_{шс}$ і $M_{шR}$ можна скористатися наступними виразами:

$$M_{шс} = K_{ш} \cdot M_{ш},$$

$$M_{шR} = (1 - K_{ш}) \cdot M_{ш},$$

де $K_{ш}$ — коефіцієнт розподілу мас. За дослідними даними:

$K_{ш} = (0,20 \dots 0,25)$ — для високооберткових і середньооберткових двигунів;

$K_{ш} = (0,30 \dots 0,50)$ — для малооберткових двигунів.

Для знаходження $K_{ш}$ можна скористатися формулою:

$$K_{ш} = 0,2 \frac{(0,001 \cdot n)^2 + 2}{(0,001 \cdot n)^2 + 1},$$

де n — частота обертання колінчатого валу, хв.⁻¹.

Динамічна модель щоки

На рис. 11.4 наведена конструктивна схема щоки кривошипа і його динамічна модель.

При переході від реальної щоки до її моделі слід поступити таким чином.

Спочатку визначити врівноважену частину щоки (симетричну щодо осі обертання колінчатого валу). Після цього масу частини щоки, що залишилася, (неврівноважена частина) слід замінити еквівалентною масою, розташованою в центрі мотильового підшипника:

$$M_{Rщ} = M_{щ} \cdot \frac{R_{щц}}{R}. \quad (11.7)$$

При складній конфігурації щоки для визначення еквівалентної маси необхідно скористатися діленням щоки на елементарні ділянки, утворені дугами кіл, проведеними з центру колінчатого валу.

Після виконаних заміни динамічна модель щоки має вигляд, представлений на рис. 11.4.

При спрощеній формі щоки (прямокутна), що зображена на рис. 11.4, а, еквівалентна маса розміщується у центрі мотильового підшипника і розраховується за формулою (11.7).

Створивши моделі шатуна та щоки, переходимо до повної моделі КШМ, що показана на рис. 11.5.

При розгляді динамічної моделі слід пам'ятати, що всі ланки КШМ абсолютно жорсткі. Таке допущення дозволить повністю вирішити поставлену задачу про знаходження сил, діючих в працюючому механізмі*.

Що стосується маси, розміщеної у центрі рамової шийки, то її можна не приймати до уваги, оскільки її наявність не викликає появу додаткових сил інерції в механізмі (центр цієї маси співпадає з віссю обертання кривошипа).

Повна маса, яка сконцентрована у центрі головного підшипника:

$$M_s = M_{\text{прш}} + M_{\text{штк}} + M_{\text{крп}} + (1 - K_{\text{ш}}) \cdot M_{\text{штн}},$$

де $M_{\text{прш}}$ — маса комплексу поршня, кг;

$M_{\text{штк}}$ — маса комплексу штока, кг;

$M_{\text{крп}}$ — маса комплексу крейцкопфа, кг;

$M_{\text{штн}}$ — маса комплексу шатуна, кг.

Повна маса, яка сконцентрована у центрі мотильового підшипника:

$$M_R = M_{\text{мш}} + 2M_{R\text{ш}} + (1 - K_{\text{ш}}) \cdot M_{\text{ш}}.$$

Маса, яка сконцентрована у центрі рамового підшипника:

$$M_p = M_{\text{рш}} + 2M_{\text{вш}}.$$

Наведені маси є абсолютними, тобто при використуванні їх в розрахунках будуть отримані сили інерції, виражені в кН або в МН, що у ряді випадків при розрахунках міцності деталей цілком достатньо.

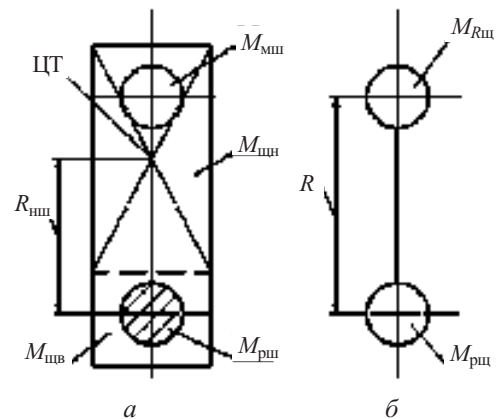


Рисунок 11.4. Конструктивна схема щоки (а) та її динамічна модель (б):

R — радіус кривошипа; $R_{\text{н.ш.}}$ — відстань від осі колінчатого валу до центра тяжіння невідновленої частини щоки; $M_{\text{вш}}$ — маса врівноваженої частини щоки; $M_{\text{нш}}$ — маса невідновленої частини щоки; $M_{R\text{ш}}$ — маса невідновленої частини щоки, приведена до центру мотильового підшипника

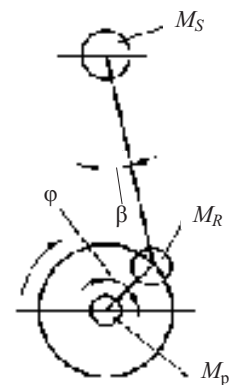


Рисунок 11.5. Динамічна модель КШМ

* При більш глибокому вивченні динаміки КШМ становлячі ланки механізму приймаються як пружні, але це виходить за межі даного курсу.

Проте в більшості випадків потрібне знання не просто сил інерції як таких, а результуючих (сумарних), які одержують при підсумовуванні їх з іншими, наприклад, з силами від тиску газів. Останні задані індикаторною діаграмою і мають одиниці вимірювання, як для тиску (МПа).

Якщо ввести поняття «питома маса», то сили інерції матимуть такі ж одиниці вимірювання, як для тиску (МПа), що дозволить їх підсумовувати з координатами індикаторної діаграми, не виконуючи додаткових перерахунків.

Питомі маси визначаються таким чином:

– для деталей, що поступально рухаються:

$$m_s = \frac{M_s}{F_{\text{ц}}},$$

– для деталей, що обертаються:

$$m_R = \frac{M_R}{F_{\text{ц}}},$$

де $F_{\text{ц}}$ — площа поперечного перетину циліндра, м²:

$$F_{\text{ц}} = 0,785 \cdot D^2,$$

де D — діаметр циліндра, м.

Окрім цього, слід додати, що при використуванні поняття питомих мас їх величини (за відсутності даних) можна приймати за даними близьких за типом двигунів, оскільки у цьому випадку питомі маси дуже близькі. Таким чином вдається уникнути труднощів за відсутності даних щодо мас конкретних деталей при ескізних проектах двигунів.

Складання силової схеми КШМ

Перед визначенням величини сил, діючих в КШМ працюючого двигуна, і побудовою їх діаграм необхідно розглянути силову схему КШМ (рис. 11.6).

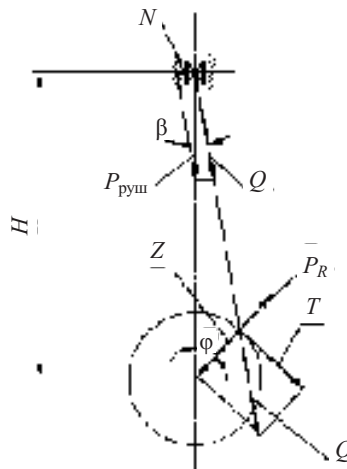


Рисунок 11.6. Силовая схема КШМ

Розгляд силової схеми слід починати з визначення рушійної сили (сумарної), яка діє в КШМ:

$$P_{\text{руш}} = P_{\text{г}} + P_{\text{с}} + P_{\text{т}} + P_{\text{п}} + P_{\text{тр}}, \quad (11.8)$$

де $P_{\text{г}}$ — сила від тиску газів, МН;

$P_{\text{с}}$ — сила інерції від поступальних мас механізму, МН;

$P_{\text{т}}$ — сила тяжіння від поступальних мас, МН;

$P_{\text{п}}$ — сила, діюча на поршень з його тильної сторони, МН;

$P_{\text{тр}}$ — сила тертя, виникаюча при русі деталей, що поступально переміщуються, МН.

В інженерній практиці найбільш зручно вищенаведені сили розглядати як питомі сили, що мають одиниці вимірювання у вигляді МПа. В подальшому викладенні з метою відмінності абсолютних сил від питомих над позначенням сили ставимо риску.

Сила від тиску газів $\overline{P}_{\text{г}}$ береться з індикаторної діаграми. Сила інерції від поступальних мас КШМ $\overline{P}_{\text{с}}$, прикладена в центрі поршневого пальця, діє вздовж осі циліндра і визначається за формулою:

$$\overline{P}_{\text{с}} = -m_{\text{с}} \cdot j = -m_{\text{с}} \cdot R \cdot \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_{\text{ш}} \cos 2\varphi) = \overline{P}_{\text{I}} \cdot \cos \varphi + \overline{P}_{\text{II}} \cdot \cos 2\varphi. \quad (11.9)$$

Сила $\overline{P}_s$ складається із сил інерції першого порядку $\overline{P}_I \cdot \cos \varphi$ та другого порядку $\overline{P}_{II} \cdot \cos 2\varphi$, де $\overline{P}_I = -m_s \cdot R \cdot \omega^2$ та $\overline{P}_{II} = -m_s \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda_{ш}$ — амплітуди відповідних сил інерції.

Сили інерції першого порядку в 2...5 разів більше сил інерції другого порядку. За один оберт колінчатого вала сили інерції першого порядку змінюють напрямок один раз, а сили інерції другого порядку — двічі.

Сила тяжіння від поступальних мас $\overline{P}_T$ визначається за формулою:

$$\overline{P}_T = m_s \cdot g \cdot 10^{-6},$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — прискорення вільного падіння.

Сила, діюча на поршень з тильної сторони, $\overline{P}_n$ приймається:

— для чотиритактних ДВЗ рівною атмосферному тиску, тобто $\overline{P}_n = \overline{P}_o = 0,101 \text{ МПа}$;

— для двотактних ДВЗ рівною тиску наддувного повітря, тобто $\overline{P}_n = \overline{P}_к$.

Сила тертя $\overline{P}_{тр}$, виникаюча при русі, деталей, що поступально переміщуються в практичних розрахунках приймається рівною 0, оскільки враховується в механічному ККД двигуна.

На рис. 11.6 показана силова схема КШМ, де наведені всі похідні від рушійної сили, які мають такі назви та характер дії.

Нормальна (або бічна) сила $\overline{N}$ діє перпендикулярно осі циліндра. Ця сила спричиняє тиск з боку поршня на втулку циліндра (як це має місце для тронкових двигунів) або з боку крейцкопфа на його направляючі (як це має місце у випадку крейцкопфних двигунів). Нормальна сила вважається позитивною, якщо вона виникає у процесі робочого ходу поршня. На рис. 11.6 це означає, що вона направлена вліво. Нормальна сила визначається за формулою:

$$\overline{N} = \overline{P}_{руш} \cdot \text{tg } \beta. \quad (11.10)$$

Сила $\overline{Q}$ діє вздовж осі шатуна та визначається за формулою

$$\overline{Q} = \frac{\overline{P}_{руш}}{\cos \beta}. \quad (11.11)$$

Якщо сила $\overline{Q}$ приводить до деформації стиснення, вона є позитивною, якщо викликає деформацію розтягнення — то вона негативна.

Сила $\overline{Z}$, яка діє вздовж осі кривошипа і має назву *радіальна*, визначається за формулою:

$$\overline{Z} = \overline{P}_{руш} \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (11.12)$$

Якщо сила $\overline{Z}$ викликає деформацію стиснення — вона є позитивною, якщо деформацію розтягнення — вона є негативною.

Сила $\overline{T}$, яка створює крутний момент на кривошипі, діє дотично до кола траєкторії центра мотильової шийки і визначається за формулою:

$$\overline{T} = \overline{P}_{руш} \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (11.13)$$

Якщо напрям сили $\overline{T}$ співпадає з напрямом обертання кривошипа, вона позитивна, в іншому випадку — негативна.

Тригонометричні функції $\text{tg } \beta$, $\cos \beta$, $\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$, $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ в залежності від φ та $\lambda_{ш}$ наводяться у спеціальних таблицях у літературі по ДВЗ.

Моменти, які виникають при роботі двигуна та пов'язані з виробництвом корисної роботи

Таких моментів є два:

— крутний момент на вихідному фланці колінчатого вала;

— момент перекидання двигуна, який протидіє крутному моменту.

Середнє значення крутного моменту знаходиться за формулою:

$$M_{\text{кр.ср}} = 9,95 \frac{N_{\text{ен}}}{n_{\text{н}}},$$

де $N_{\text{ен}}$ — номінальна (ефективна) потужність двигуна, кВт;

$n_{\text{н}}$ — номінальна частота колінчатого валу, хв⁻¹.

Момент, який перекидає двигун, знаходиться за формулою:

$$M_{\text{пер}} = N \cdot H,$$

де N — бокова (нормальна) сила, яка діє на втулку циліндра зі сторони поршня (тронкові двигуни) або яка діє на паралелі зі сторони крейцкопфа (крейцкопфні двигуни), МН; H — відстань між центром головного підшипника та центром рамової шийки колінчатого валу, м.

В обох випадках дія цих моментів нейтралізується вузлами кріплення двигуна до судового фундаменту.

11.3 Сумарні дотичні сили в багатоциліндровому двигуні

Під сумарною дотичною силою розуміється сила, отримана шляхом послідовного складання дотичних сил, прикладених до кожного кривошипа колінчатого валу, починаючи з першого циліндра, переміщуючись до вихідного фланця колінчатого валу.

Сумарна дотична сила вважається умовно прикладеною до останнього кривошипа колінчатого валу.

Для побудови діаграми сумарної дотичної сили необхідно знати наступне:

- табличні дані по дотичній силі одного циліндра (наприклад, першого);
- порядок роботи (спалахів) циліндрів;
- кут заклинювання між кривошипами колінчатого валу;
- кут розвалу між рядами циліндрів для V-подібного двигуна.

Побудова діаграми сумарної дотичної сили може проводитися або графічним, або табличним способом.

Суть графічного способу полягає в нанесенні діаграм тангенціальних сил усіх циліндрів з урахуванням зсуву кожної з них на кут заклинювання між кривошипами.

Потім для отримання сумарної діаграми достатньо провести геометричне складання ординат всіх діаграм з урахуванням їх знака.

Покажемо побудову діаграми сумарної дотичної сили табличним методом на прикладі 4-тактного шестициліндрового двигуна, у якого:

– порядок спалахів 1–5–3–6–2–4;

– кут заклинки кривошипів $\varphi_{\text{зкл}} = \frac{360}{i \cdot z}$,

де $i = 6$ — кількість циліндрів; $z = 0,5$ — коефіцієнт тактності 4-тактного двигуна:

$$\varphi_{\text{зкл}} = \frac{360}{6 \cdot 0,5} = 120^\circ.$$

Діаграма сумарної дотичної сили (ΣT) будуватиметься тільки на ділянці $\varphi_{\text{зкл}} = 120^\circ$ (для даного двигуна), який відповідає періоду її зміни.

Схема заповнення і виконання розрахунків показана в таблиці 11.1.

Дамо деякі пояснення, які треба виконати при заповненні таблиці 11.1.

– шаг розрахунку слід брати 10° або 5° (дуже рідко 1°);

– треба мати повну таблицю даних залежностей дотичної сили від кута обертання (у нашому випадку кут змінюється від 0 до 720°);

– для першого циліндра заповнюється вертикальний стовпець даними по T (перші тринадцять значень тангенціальної сили);

Таблиця 11.1. Побудова діаграми сумарної дотичної сили ΣT

φ°	Номера циліндрів						ΣT
	I	II	III	IV	V	VI	
0	T_0	T_{480}	T_{240}	T_{600}	T_{120}	T_{360}	ΣT_0
10							ΣT_{10}
20							
30							
40							
50							
60							
70							
80							
90							
100							
110							
120	T_{120}	T_{600}	T_{360}	T_{720}	T_{240}	T_{480}	ΣT_{120}

— після цього останнє значення T_{120} ставиться першим в п'ятий стовпець і знову заповнюють наступні тринадцять значень із таблиці дотичних сил одного циліндра;

— далі проводиться заповнення всієї таблиці з урахуванням порядку роботи циліндрів;

— після заповнення всіх клітин треба по горизонталі скласти всі строчки для отримання ординат діаграм сумарних дотичних сил.

Використовуючи дані останнього стовпця табл. 11.1, побудуємо діаграму сумарної дотичної сили ΣT , яка наведена на рис. 11.7.

11.4 Нерівномірність обертання колінчатого вала двигуна

На рис. 11.7 реальна сумарна дотична сила зображена у вигляді кривої лінії, а середня сумарна — у вигляді прямої лінії. Середню сумарну дотичну силу (або середній крутний момент) можна розглядати як крутний момент, який є моментом споживача енергії.

Починаючи з точки 1 до точки 2 реальна сумарна дотична сила (або момент, вироблений двигуном) перевищує крутний момент споживача. У такому разі від точки 1 до точки 2 іде прискорення обертів колінчатого вала, що продовжується до точки 2. За цей період система деталей двигуна, які обертаються навколо осі колінчатого вала, накопичує кінетичну

енергію. У такому разі кутова швидкість колінчатого вала в точці 1 є мінімальною, а в точці 2 — максимальною. Тобто при роботі двигуна проходить періодична зміна кутової швидкості від $\omega_{\min}$ до $\omega_{\max}$ і навпаки від $\omega_{\max}$ до $\omega_{\min}$, що приводить до нерівномірності обертання колінчатого вала.

Нерівномірність обертання колінчатого вала є відношення різниці між максимальною та мінімальною величиною кутової швидкості до середньої кутової швидкості:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{cp}}} \quad (11.14)$$

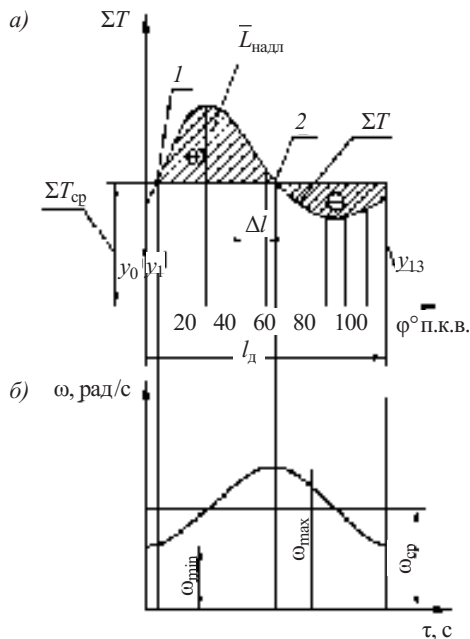


Рисунок 11.7. Діаграма сумарних дотичних сил та графік зміни кутової швидкості колінчатого вала:

а — діаграма ΣT ; б — графік зміни кутової швидкості колінчатого вала

Рекомендовані значення δ такі:

$\delta = 1/20 \dots 1/30$ — для головних двигунів з прямою передачею потужності;

$\delta = 1/100 \dots 1/150$ — для допоміжних двигунів у складі дизель-генераторів постійного струму;

$\delta = 1/200 \dots 1/250$ — те ж саме для змінного струму;

$\delta = 1/250 \dots 1/300$ — те ж саме при паралельній роботі дизель-генераторів змінного струму.

Необхідна величина δ забезпечується за допомогою маховика. Для цього слід розрахувати необхідну величину моменту інерції маховика. Це виконується наступним чином.

Кінетична енергія рухомих деталей двигуна в точці 1 має мінімальну величину:

$$W_{\text{к min}} = \frac{\Theta_{\text{дв}} \cdot \omega_{\text{min}}^2}{2},$$

а в точці 2 ця енергія досягає максимальної величини:

$$W_{\text{к max}} = \frac{\Theta_{\text{дв}} \cdot \omega_{\text{max}}^2}{2}.$$

Від точки 1 до точки 2 середній крутний момент (можна вважати, що цей момент дорівнює моменту споживача енергії, наприклад, дизель-генератора) є меншим, ніж дійсний сумарний крутний момент, який виробляє двигун.

У такому разі іде розгін обертальної системи двигуна до ω_{max} . За час розгону системи вся надлишкова робота двигуна (на рис. 11.7 це $L_{\text{надл}}$) накопичується деталями двигуна, що обертаються, та споживача у вигляді кінетичної енергії.

За законом збереження енергії запишемо:

$$L_{\text{надл}} = \frac{\Theta_{\text{дв}}}{2} (\omega_{\text{max}}^2 - \omega_{\text{min}}^2).$$

Враховуючи, що

$$(\omega_{\text{max}}^2 - \omega_{\text{min}}^2) = (\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}) \cdot (\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}}),$$

$$\frac{\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}}}{2} = \omega_{\text{ср}},$$

δ знаходиться за формулою 11.16, $\omega_{\text{ср}} = \frac{\pi \cdot n}{30}$, отримаємо формулу для визначення необхідної величини моменту інерції деталей двигуна, що обертаються:

$$\Theta_{\text{дв}} = \frac{91,2 \cdot L_{\text{надл}}}{\delta \cdot n^2},$$

де n — номінальна частота обертання колінчатого вала.

Із практики відомо, що момент інерції маховика складає 30...50% від загального моменту інерції двигуна. В такому разі $\Theta_{\text{м}} \approx (0,3 \dots 0,5) \Theta_{\text{дв}}$. В експлуатації за основний показник маховика приймається величина, що має назву маховий момент маховика:

$$M_{\text{м}} \cdot D_{\text{м}}^2 = 4 \Theta_{\text{м}},$$

де $D_{\text{м}}$ — зовнішній діаметр маховика, м.

11.5 Неврівноваженість судових ДВЗ і методи її зменшення

Неврівноваженість двигуна — це таке явище, коли при обертанні колінчатого вала виникають сили інерції та їх моменти, які діють на деталі двигуна та викликають переміщення остова двигуна в напрямку цих сил та моментів.

У випадку, коли двигун врівноважений, він зберігає нерухомість навіть будучи незакріпленим до фундаменту (коли він працює на холостому ходу). Це можливе при умові, що сума усіх сил інерції та їх моментів дорівнює нулю.

Неврівноваженість двигуна можуть викликати такі силові фактори:

– три групи сил інерції:

- 1) відцентрові сили, які прикладені в центрі мотильової шийки (P_R);
- 2) сили інерції першого порядку, які прикладені в центрах головних підшипників (P_{SI});
- 3) сили інерції другого порядку, які прикладені в центрах головних підшипників (P_{SII}).

– три групи моментів від дії цих сил:

- 1) моменти від відцентрових сил (M_R);
- 2) моменти сил інерції першого порядку від мас, що поступально рухаються (M_{SI});
- 3) моменти сил інерції другого порядку від мас, що поступально рухаються (M_{SII}).

Крім цього, неуврівноваженість двигуна викликає ще один фактор — крутний момент, який створює двигун при виробництві потужності (момент, який підводиться до вихідного фланця колінчатого вала).

Для вирішення питання про врівноваженість двигуна розглянемо спрощену схему механізму руху на прикладі чотирициліндрового двотактного двигуна.

Перевірку врівноваженості двигуна можна вести наступними способами:

– аналітично — склавши рівняння всіх сил та їх моментів в проекціях на дві осі;

– графічно — побудувавши багатокутники векторів сил інерції та вектор-моментів від цих сил.

При використанні аналітичного способу слід скласти рівняння статичної рівноваги сил та моментів в проекціях на дві осі кожної групи сил та їх моментів, що потребує складання дванадцяти рівнянь. Якщо сума всіх проекцій буде дорівнювати нулю, то такий двигун буде врівноваженим за силами інерції та їх моментами.

Цей спосіб є достатньо точним, але більш складним для вивчення самої суті врівноваженості.

На наш погляд, графічний спосіб є більш зрозумілим при вивченні та потребує менше часу для виконання.

Покажемо суть цього способу на прикладі чотирициліндрового двотактного двигуна (рис. 11.8).

Наведемо схему перевірки врівноваженості двигуна на прикладі відцентрових сил P_R :

1) Вибрати точку приведення (ТП) всіх сил інерції. На рис. 11.8 наведено перенос до ТП тільки відцентрових сил P_{R1} , P_{R2} , P_{R3} , P_{R4} . При цьому слід урахувати, що при переносі кожної сили, наприклад, P_{R1} , треба додати до системи момент M_{R1} , модуль якого визначається за формулою:

$$M_{R1} = P_{R1} \cdot l_1.$$

Аналогічно проводиться перенос решти відцентрових сил P_{R1} , P_{R2} , P_{R3} , P_{R4} .

2) Після переносу всіх відцентрових сил будуюмо силовий багатокутник (рис. 11.9).

При побудові силового багатокутника слід мати на увазі, що кожний вектор відцентрових сил співпадає з віссю одного-йменного кривошипа, а його напрям іде

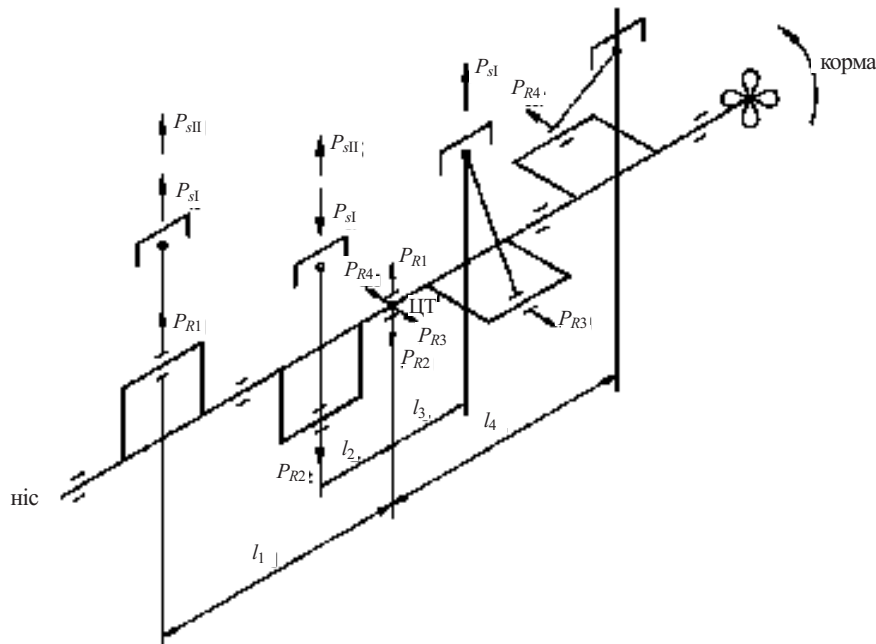


Рисунок 11.8. Схема механізму руху чотирициліндрового двотактного двигуна

від центру діаграми заклинки кривошипів до периферії.

3) Якщо у загальному випадку багатокутник відцентрових сил незамкнений (рис. 11.10), тобто двигун по цим силам невіршований, то сумарний вектор $\Sigma \bar{P}_R$ розташований під кутом ψ по відношенню до першого кривошипу та обертається з такою ж швидкістю (ω), що і колінчатий вал.

Характерним для цього є той факт, що за один оберт колінчатого вала цей сило-

вий фактор один раз відриває від фундаменту (це трапляється, коли перший кривошип не доходить до положення ВМТ на кут ψ один раз придавлює до фундаменту (перший кривошип не доходить до положення НМТ на кут ψ). Один раз зміщує до лівого борту та один раз — до правого борту.

Для визначення впливу моментів відцентрових сил треба зауважити, що наявність цих моментів можлива тільки для багатопциліндрових двигунів.

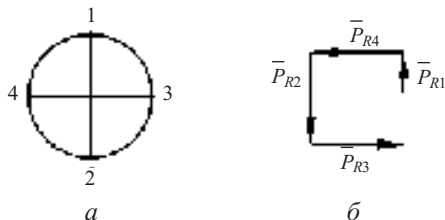


Рисунок 11.9. Перевірка двигуна по відцентровим силам:

а — діаграма заклинки; б — силівий багатокутник відцентрових сил

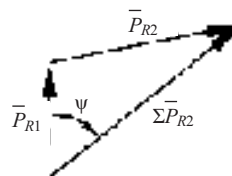


Рисунок 11.10. Приклад розташування сумарного вектора відцентрових сил

Для цього слід мати на увазі таке.

Треба визначити, як буде виглядати геометричний вектор цих моментів.

Будемо рахувати, що вектор моменту зображується перпендикулярно до площини, де діє цей реальний момент. Крім цього, якщо дивитись з кінця вектора на цю площину, то побачимо реальний момент, спрямований за годинниковою стрілкою (рис. 11.11).

Виходячи з цих міркувань, побудуємо багатокутник вектор-моментів відцентрових сил відповідно до рис. 11.11.

Схема проведення перевірки врівноваження двигуна від моментів, які викликані відцентровими силами (P_R)

Перед початком перевірки слід проаналізувати рис. 11.9, рис. 11.11:

1) Кожен вектор-момент відцентрових сил розташований під кутом, який на 90° випереджує за ходом годинникової стрілки однойменний кривошип.

2) Для циліндрів, які розташовані зліва від точки приведення, вектор моментів має напрям від центра діаграми заклинювання, а для циліндрів, які розташовані справа від точки приведення, вектори мають напрям від периферії до центра діаграми заклинювання кривошипів. З урахуванням цього на рис. 11.11 показана послідовність проведення перевірки.

При побудові цієї діаграми слід розраховувати модулі вектор-моментів за формулами:

$$M_{R1} = P_{R1} \cdot l_1,$$

$$M_{R2} = P_{R2} \cdot l_2,$$

$$M_{R3} = P_{R3} \cdot l_3,$$

$$M_{R4} = P_{R4} \cdot l_4,$$

де $P_{R1} = M_R \cdot \omega^2 \cdot R$,

де M_R — маса деталей КШМ кожного циліндра, які обертаються відносно вісі колінчатого вала, кг;

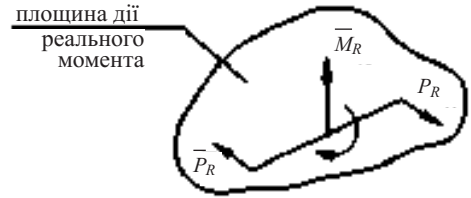


Рисунок 11.11. Визначення вектор-моменту по відношенню до реального моменту від сили P_R

ω — кутова швидкість колінчатого вала, рад/с:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30};$$

R — радіус кривошипа, м.

Якщо спроектувати вектор $\Sigma \overline{M}_R$ на вертикальну та горизонтальну осі, то горизонтальна складова моменту буде вказувати на те, що невірноважений момент, який виник, буде один раз підіймати носову частину двигуна, а кормову частину придавлювати до фундаменту, і навпаки (рис. 11.12).

Вертикальна складова $\overline{M}_{Ry}$ за один оберт буде відносити у горизонтальній площині кормову частину до правого борту (ПБ), а носову частину — до лівого борту (ЛБ), як показано на рис. 11.13.

Основні висновки, які можна зробити після перевірки врівноваженості головного двигуна при прямій передачі потужності на гвинт:

— якщо двигун невірноважений за відцентровими силами інерції, то його розташовують за схемою, яка наведена на рис. 11.14;

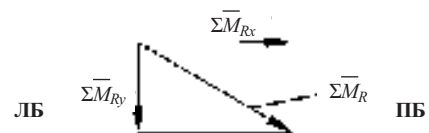


Рисунок 11.12. Розклад вектора $\Sigma \overline{M}_R$ на складові

– якщо при $\Sigma \bar{P}_R \neq 0$ двигун розташувати за схемою б, то його робота може визвати резонансні поперечні коливання корпусу судна;

– якщо при $\Sigma \bar{M}_R \neq 0$ двигун розташувати за схемою а, то його робота може визвати резонансні поперечні коливання корпусу судна.

Перевірку врівноваженості двигуна від сил інерції першого порядку $\bar{P}_{SI}$ та другого порядку $\bar{P}_{SII}$, а також від моментів першо-

го порядку $\bar{M}_{SI}$, другого порядку $\bar{M}_{SII}$ більш доцільно проводити графічним методом, використовуючи приклад, який наведений для відцентрових сил $\bar{P}_R$ та їх моментів $\bar{M}_R$. При цьому слід ввести поняття:

- фіктивна відцентрова сила інерції першого порядку;
- фіктивна відцентрова сила інерції другого порядку;
- момент від фіктивних відцентрових сил інерції першого порядку;

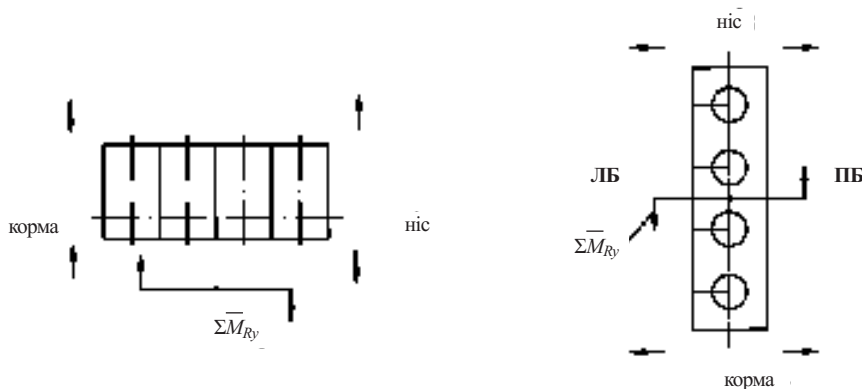


Рисунок 11.13. Схема впливу $\Sigma \bar{P}_R$ та $\Sigma \bar{M}_R$ на двигун

Двохвузлова форма власних вільних поперечних коливань корпусу судна

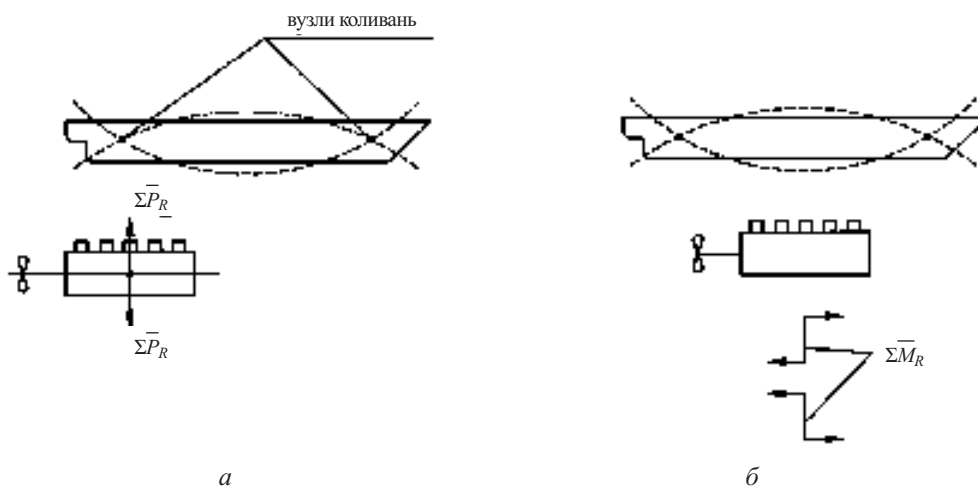


Рисунок 11.14. Рекомендовані місця розташування головних двигунів:
а — у вузлових точках (при $\Sigma \bar{P}_R \neq 0$); б — проміж вузлових точок (при $\Sigma \bar{M}_R \neq 0$)

– момент від фіктивних відцентрових сил інерції другого порядку.

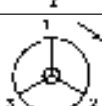
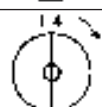
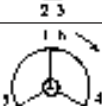
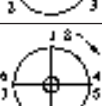
Фіктивна сила інерції першого порядку $P_{сф}^I$, що відноситься і до фіктивної сили інерції другого порядку, є умовна відцентрована сила, яка виникає у випадку, коли маси деталей КШМ, які рухаються поступально, умовно перенесені до центра головного підшипника, тобто обертаються відносно осі колінчатого валу. Право на такий умовний перенос мас ґрунтується на такому факті, що амплітуда реальних відцентрових сил $M_s \cdot \omega^2 \cdot R$

дорівнює амплітуді мас, що рухаються поступально. Слід зауважити, що умовна відцентрова сила $P_{сф}^I = M_s \cdot \omega^2 \cdot R$ не має проекції на горизонтальну вісь.

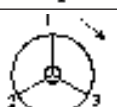
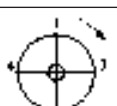
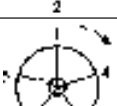
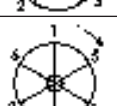
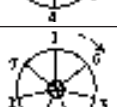
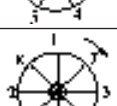
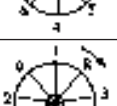
Після введення поняття «фіктивна сила» з'являється простий інструмент для повної перевірки врівноваженості двигуна.

Для більшості двигунів перевірка врівноваженості вже зроблена (табл. 11.2). За даними цієї таблиці слід орієнтуватись, оцінюючи врівноваженість двигуна.

Таблиця 11.2. Схема розташування кривошипів та дані неврівноваженості двигунів

Кількість циліндрів	Схема розташування кривошипів	Кут заклинювання кривошипів, град	Кут між спалахами, град	Неврівноважені сили			Неврівноважені моменти		
				R_r	R_I	R_{II}	M_r	M_I	M_{II}
Чотиритактні двигуни									
1		0	720	P_r	P_I	P_{II}	0	0	0
2		0	360	$2P_r$	$2P_I$	$2P_{II}$	0	0	0
2		180	180 та 540	0	0	$2P_{II}$	$P_r l$	$P_I l$	0
3		120	240	0	0	0	$1,73P_r l$	$1,73P_I l$	$1,73P_{II} l$
4		180	180	0	0	$4P_{II}$	0	0	0
6		120	120	0	0	0	0	0	0
8		90	90	0	0	0	0	0	0

Продовження таблиці 11.2

Кількість циліндрів	Схема роз- ташування кривошипів	Кут заклиню- вання криво- шипів, град	Кут між спалаха- ми, град	Неврівнова- жені сили			Неврівноважені моменти		
				R_r	R_l	R_{II}	M_r	M_l	M_{II}
9		40	80	0	0	0	$0,92P_r l$	$0,92P_l l$	$0,92P_{II} l$
10		72	72	0	0	0	0	0	0
12		60	60	0	0	0	0	0	0
Двотактні двигуни									
2		180	180	0	0	$2P_{II}$	$P_r l$	$P_l l$	0
3		120	120	0	0	0	$1,73P_r l$	$1,73P_l l$	$1,73P_{II} l$
4				0	0	0	$1,41P_r l$	$1,41P_l l$	$4P_{II} l$
5		72	72	0	0	0	$0,449P_r l$	$0,449P_l l$	$4,98P_{II} l$
6		60	60	0	0	0	0	0	$3,46P_{II} l$
7		$51^{\circ}26'$	$51^{\circ}26'$	0	0	0	$0,267P_r l$	$0,267P_l l$	$1,006P_{II} l$
8		45	45	0	0	0	$0,448P_r l$	$0,448P_l l$	0
9		40	40	0	0	0	$0,194P_r l$	$0,194P_l l$	$0,548P_{II} l$

Закінчення таблиці 11.2

Кількість циліндрів	Схема роз- ташування кривошипів	Кут заклиню- вання криво- шипів, град	Кут між спалаха- ми, град	Неврівнова- жені сили			Неврівноважені моменти		
				R_r	R_l	R_{II}	M_r	M_l	M_{II}
10		36	36	0	0	0	0	0	$0,898P_{II}l$
11		$32^{\circ}44'$	$32^{\circ}44'$	0	0	0	$0,153P_l l$	$0,153P_l l$	$0,382P_{II}l$
12		30	30	0	0	0	0	0	0

Методи врівноваження двигунів

Врівноваження двигуна за відцентровими силами та їх моментами технічно є найбільш простим.

Для цього достатньо встановити противаги тільки на щоки колінчатого вала.

Якщо встановити на кожний кривошип колінчатого вала противаги (рис. 11.15), які нейтралізують відцентрові сили $\overline{P_R}$, то проблема врівноваженості двигуна за цими силами та їх моментами зникає.

Врівноваження двигуна від сил інерції першого та другого порядків та їх моментів є проблемним.

Простих способів, як для відцентрових сил, сил інерції першого та другого порядків та їх моментів не існує. Якщо виникає потреба повного врівноваження від $\overline{P_{SI}}$, $\overline{P_{SII}}$ та їх моментів, то це потребує чотирьох динамічних противаг.

Ці противаги розташовані на додаткових валах, які обертаються в різні сторони, таким чином, що створювані при їх обертанні вертикальні складові відцентрових сил P_{Rb} складаються і дають складову $2P_{Rb} = P_{SI}$ (рис. 11.16), але протилежно спрямовану, що і врівноважує силу інерції першого порядку P_{SI} .

Таким чином можна врівноважити і сили інерції другого порядку P_{SII} , але для цього необхідно, щоб противаги обертались в протилежні сторони з подвоєною кутовою швидкістю 2ω . Викладений метод відомий під назвою «Ланчестер-Балансир».

Такий спосіб врівноваження можна використовувати для деяких типів двигунів, наприклад, для сучасних довгоходових двигунів, коли значно зростають сили інерції першого та другого порядків для мас КШМ, які поступально рухаються. Такі рекомендації дає фірма Wartsila для своїх двигунів.

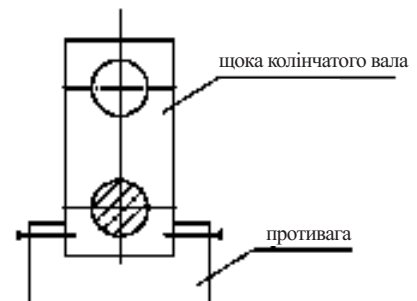


Рисунок 11.15. Схема розміщення противаг

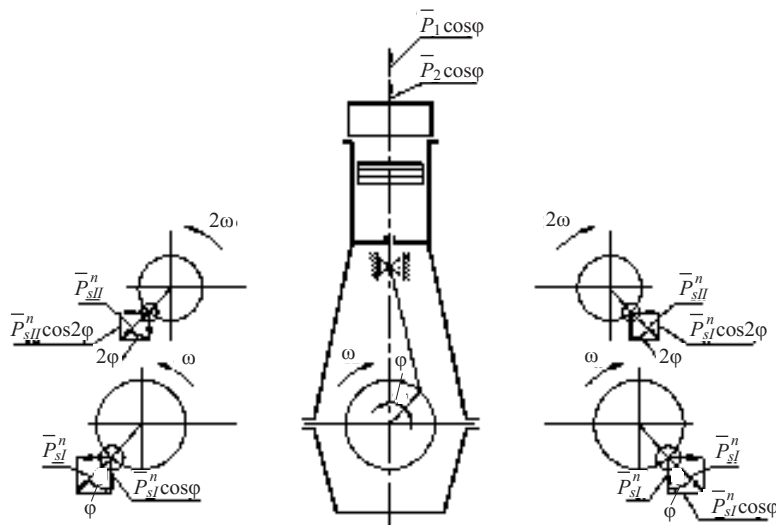


Рисунок 11.16. Схема розташування балансирних валів з противагами для повного врівноваження одноциліндрового двигуна:

P_{SI}^n , P_{SII}^n — відцентрові сили противаг для врівноваження сил інерції першого та другого порядків; $P_{SI}^n \cos \varphi$, $P_{SII}^n \cos 2\varphi$ — вертикальні складові сил інерції противаг для першого та другого порядків; φ — кут повороту кривошипа

Для повного врівноваження такого двигуна необхідно задовольнити такі умови:

$$1) 2P_{SI}^n = P_1 \cos \varphi; 2P_{SII}^n = P_2 \cos 2\varphi.$$

2) Кутові швидкості кожної пари балансирних валів, а також напрямок обертання повинні бути, як вказано на рис. 11.16*.

11.6 Поняття про коливання в суднових ДВЗ

При роботі суднових ДВЗ виникають ряд коливань (крутильні, поперечні, осьові), збудником яких і є двигун.

Ці коливання діють одночасно і взаємопов'язані. Кожен вид коливань має характерний вплив на двигун, що може привести до ускладнень в роботі двигуна.

Математичний опис цих коливань, а також їх розрахунок дуже складний і виходить за межі даного підручника. Тому покажемо причину виникнення коливань, можливі наслідки та методи боротьби з ними при створенні двигунів.

На рис. 11.17 у спрощеній формі показані причини виникнення кожного виду коливань.

З рисунка 11.17 видно, що реальний кривошип колінчатого вала слід замінити пружною системою, яка має дві зосереджені маси M_1 у центрах рамових шийок та масою M_2 , яка зосереджена у центрі мотильової шийки. Всі маси з'єднані пружними елементами. У такому разі осьові коливання колінчатого вала нерозривно пов'язані з поперечними коливаннями колінчатого вала (маса M_2).

* Якщо треба врівноважити багатоциліндровий двигун, кут розташування противаг приймається з урахуванням напрямку векторів сумарних сил інерції першого та другого порядків.

Крім того, ці два види коливань пов'язані з крутними коливаннями, що робить математичний опис системи дуже складним.

Однак, зв'язок між осьовими та поперечними коливаннями не є дуже суттєвим і не виходить за межі двигуна (наявність упорного підшипника, високочастотних осьових і поперечних коливань та інше). У зв'язку з чим слід більше уваги приділяти крутним коливанням, які охоплюють всю пружну систему, включаючи лінію валопроводу і двигун.

Під дією рушійної сили створюється деформація стискання щік та можливої шийки на згин. Це приводить до зміщення осі мотильової шийки вздовж осі циліндра, спричиняє появу поперечних коливань деталей КШМ.

Одночасно ця деформація викликає переміщення рамових шийок вздовж осі колінчатого вала, що викликає осьові коливання.

Маса M_1 є дискретною масою та включає масу рамової шийки та частини щоки, яка примикає до рамової шийки. Маса M_2 включає мотильову шийку, частину щоки, масу шатуну, масу крейцкопфа, штока та поршневої групи.

Крутильні коливання викликають найбільшу загрозу для роботи двигуна. У зв'язку з цим питання їх виникнення, схеми розрахунків та засоби боротьби з ними розглянуті більш детально.

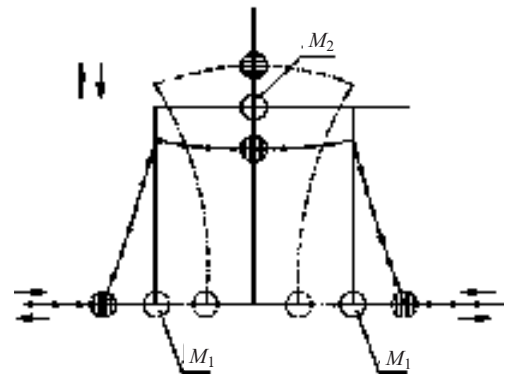


Рисунок 11.17. Форма кривошипа колінчатого вала у процесі поперечних та осьових коливань:

M_1 — зосереджена маса у центрі рамової шийки; M_2 — зосереджена маса у центрі мотильової шийки; Θ — положення зосередженої маси (M_2) у центрі мотильової шийки при поперечних коливаннях; Φ — положення зосередженої маси (M_1), яка розташована у центрі рамових шийок при осьових коливаннях; $\circ$ — положення мас M_1 та M_2 при відсутності коливань

Крутильні коливання судових двигунів

Приведена на рис. 11.18 схема може бути умовно названа «одномасовою», тому що крутильна схема не може у своєму складі мати тільки одну масу. У даному випадку другою масою є безмежно велика маса (Земля).

Як видно з рис. 11.18, для існування крутильної схеми треба, як мінімум, мати пружні елементи (стержень) та абсолютно жорстку масу (наприклад, диск).

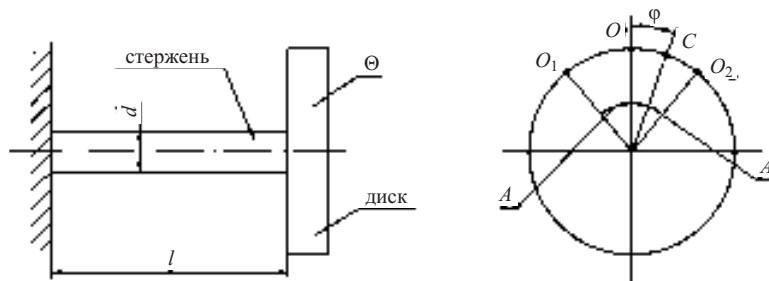


Рисунок 11.18. Схема одномасової крутильної системи

Виходячи з цього, схема має один елемент (стержень), який накопичує кінетичну енергію. Цим забезпечується перехід енергії від одного елемента до другого, що є основою коливань. Коливання обов'язково супроводжуються переходом одного виду енергії в інший. У наведеному випадку при кругових коливаннях диска його кінетична енергія переходить в енергію скручування стержня і навпаки.

Крутильні коливання — це коливання системи, при яких всі її точки виконують переміщення зміненого напрямку по дугам кіл відносно осі колінчатого вала.

Основні поняття для характеристик крутильних коливань

Цикл коливання — це повна сукупність проходження системою станів від початку одного коливання до його завершення.

Період коливань — це час, на протязі якого завершується один цикл коливань (T).

Частота коливань — кількість повних циклів за одиницю часу:

$$n_c = \frac{1}{T}, \text{ коливання/с (Гц)}. \quad (11.15)$$

Кількість коливань за хвилину:

$$N = 60 \cdot n_c = \frac{60}{T}, \text{ коливання/хв.} \quad (11.16)$$

Кругова частота коливань:

$$\omega = 2\pi \cdot n_c = \frac{2\pi}{T}, \text{ с}^{-1} \quad (11.17)$$

Після підстановки значення n_c з формули (11.15), отримаємо:

$$\omega = 2\pi \cdot \frac{N}{60} = \frac{\pi \cdot N}{30}, \text{ хв}^{-1} \quad (11.18)$$

Найбільш поширеним у теорії крутильних коливань є поняття «податливості» пружного елемента.

Для визначення фізичної сутності слід розглянути залежність між кутовою

деформацією стержня та крутним моментом, який викликає цю деформацію:

$$\varphi = \frac{M \cdot l}{G \cdot I_p}, \quad (11.19)$$

де M — крутний момент на ділянці пружного елемента, Н·м;

l — довжина стержня (пружного елемента), м;

G — модуль пружності другого роду матеріалу стержня, Н/м²;

I_p — полярний момент інерції поперечного перерізу стержня, м⁴.

Вираз $\frac{l}{G \cdot I_p}$ позначимо як сталу величину — «податливість». Таким чином, кутова деформація стержня пов'язана з крутним моментом залежністю:

$$\varphi = e \cdot M. \quad (11.20)$$

Повертаючись до попередньої формули, з'ясуємо, що одно масова крутильна система характеризується тільки двома сталими параметрами: дискретною масою з моментом інерції Θ та податливістю e .

Кутова частота коливань диску (системи), рад/с:

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{\Theta \cdot e}}, \quad (11.21)$$

Θ — момент інерції диска;

e — податливість стержня.

Як випливає з (11.21), власна частота коливань реальної конструктивної системи є стала величина, яка не залежить від усяких зовнішніх факторів, у тому числі від силових факторів.

Крутильні коливання багатомасових систем

На практиці крутні системи, як правило, складаються з декількох мас, з'єднаних між собою пружними валами (рис. 11.19).

Наведена на рис. 11.19 розрахункова крутильна схема складається на базі реальної крутної системи.

У даному випадку, наприклад,

$\Theta_1, \Theta_2, \Theta_3$ — моменти інерції кривошипно-шатунних механізмів трьохциліндрового двигуна;

Θ_4 — моменти інерції маховика;

Θ_5 — моменти інерції гребного гвинта.

Визначення пробних частот власних коливань

Пробними частотами є такі частоти, які виступають для початку розрахунків при знаходженні точних значень ω . Пробні частоти дозволяють значно скоротити процес розрахунків. При знаходженні пробних значень ω слід так спрощувати розрахункову крутну схему, щоб можна було використати відомі точні формули для розрахунків.

Точні формули існують для двох та трьохмасових систем.

Наприклад, для двомасової системи:

$$\omega = \sqrt{\frac{\Theta_1 + \Theta_2}{e_{1,2} \cdot \Theta_1 \cdot \Theta_2}}. \quad (11.22)$$

Визначення резонансних обертів колінчатого вала

У першу чергу слід реальний крутний момент, який діє на один кривошип, розкласти на складові гармоніки (ряд Фур'є):

$$M_{\Gamma} = M_{\text{ср}} + M_{1r} \cdot \sin(\omega_{1r} + \varepsilon_{1r}) + \\ + M_{2r} \cdot \sin(\omega_{2r} + \varepsilon_{2r}) + \dots + \\ + M_{vr} \cdot \sin(v\omega_{vr} + \varepsilon_{vr}), \quad (11.23)$$

де $M_{\text{ср}}$ — середній сталий крутний момент одного циліндра;

v — порядок гармоніки;

$$\omega_{vr} = v \cdot \omega_{\text{дв}},$$

де $\omega_{\text{дв}}$ — кутова швидкість колінчатого вала.

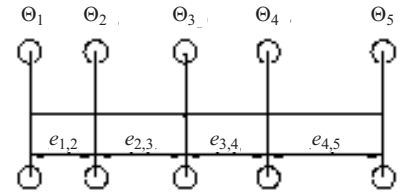


Рисунок 11.19. Розрахункова крутильна схема багатомасової системи:

$\Theta_1, \Theta_2, \dots, \Theta_5$ — моменти інерції дискретних мас; $e_{1,2}, e_{2,3}, \dots, e_{4,5}$ — податливості пружних елементів (валів) між масами

Порядок гармоніки розраховуємо шляхом поділення періоду одного обертання колінчатого вала до періоду зміни реального крутного моменту:

$$v = \frac{T_{\text{дв}}}{T_v} = \frac{\omega_v}{\omega_{\text{дв}}} = \frac{N_v}{n}. \quad (11.24)$$

де $T_{\text{дв}}, T_v$ — відповідно періоди одного оберту колінчатого вала та v -ї гармоніки крутного моменту;

$\omega_v, \omega_{\text{дв}}$ — відповідно кругова частота зміни v -ї гармоніки та кутова швидкість колінчатого вала;

N_v, n — відповідно частота коливань v -ої гармоніки крутного моменту та частота обертів колінчатого вала.

Якщо взяти до уваги, що для двотактного двигуна період найнижчої гармоніки дорівнює періоду обертання, треба розглядати такий ряд гармонік $v = 1; 2; 3; \dots 10$.

Для чотиритактних двигунів період найнижчої гармоніки в два рази більше, ніж період одного оберту, що потребує розгляду іншого роду гармонік $v = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; \dots 10$.

В обох випадках не слід розглядати гармоніку моменту більш, ніж $v > 10$, тому що більш високі гармоніки мало впливають на розвиток крутильних коливань.

Після визначення нижчої частоти вільних коливань (ω_1) переходять до визначення ω_2, ω_i та інше.

Для визначення частоти коливань, які резонують з отриманими частотами ω_1 , $\omega_2 \dots$ слід розглянути складові крутного моменту двигуна після розкладання його в ряд Фур'є.

Оцінювання небезпечності крутильних коливань

Небезпечність крутильних коливань виникає у випадку, коли частота власних коливань крутильної системи співпадає з частотою зміни збуджуючого моменту. Тобто, коли якась із гармонік у складових крутного моменту двигуна співпадає з однією з частот власних коливань, настає резонанс. Найчастіше небезпека виникає під дією гармонік найменшої частоти. Як показують розрахунки, найбільш небезпечними є гармоніки першого, другого та третього порядків. Але в деяких випадках слід проаналізувати вплив збуджуючих гармонік більш високого порядку, включно до десятого.

Для більш повного розуміння слід розглянути рис. 11.20.

Зменшення впливу на ДВЗ крутильних коливань

Способи боротьби з крутильними коливаннями поділяють на дві групи:

- активні;
- пасивні.

До активних відносяться такі, що не відбирають роботу від двигуна при їх застосуванні. Робота пасивних пристроїв пов'язана з поглинанням ефективної роботи двигуна.

До активних належать антивібратор (рис. 11.21), який при наближенні до резонансних обертів автоматичного параметра системи, змінюючи при цьому частоти власних коливань (принцип роботи пояснюється на рис. 11.21, а).

Інша група пристроїв називається демпферами (рис. 11.21, б, в), при роботі яких сейсмична маса прослизає відносно

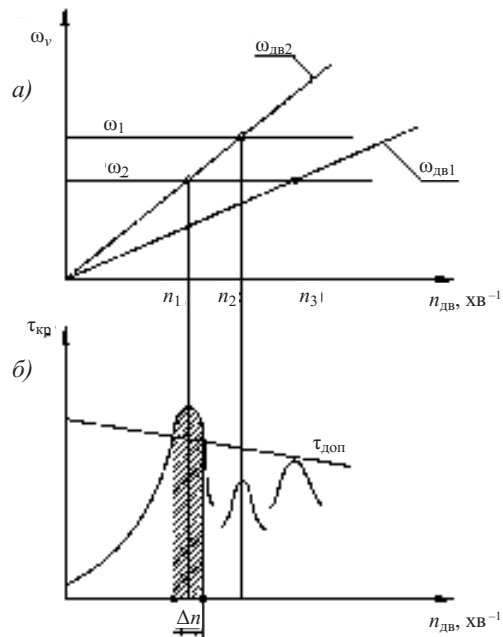


Рисунок 11.20. До питання оцінювання небезпечності крутильних коливань:

ω_1 , ω_2 — кругові частоти власних коливань пружної системи для першої та другої форми коливань; $\omega_{дв1}$, $\omega_{дв2}$ — частоти зміни крутного моменту двигуна для першої та другої гармонік; ω — частота власних коливань крутильної системи; $\omega_{дв}$ — частота збуджуючих коливань крутного моменту v -ї гармоніки; Δn — заборонена зона тривалої роботи двигуна

корпуса. За рахунок тертя іде поглинання енергії коливань, що приводить до їх зменшення.

На рис. 11.21, а наведена схема антивібратора, принцип дії якого зводиться до наступного. При підході до критичних обертів колінчатого вала рухомі маси 2 віддаляються від центра обертання (або наближаються до центра при зменшенні обертів). Таким чином змінюється момент інерції цих мас, що змінює частоту власних коливань системи, і система віддаляється від зони критичних коливань.

На рис. 11.21, б, в наведено схеми демпферів, тобто поглиначів коливань.

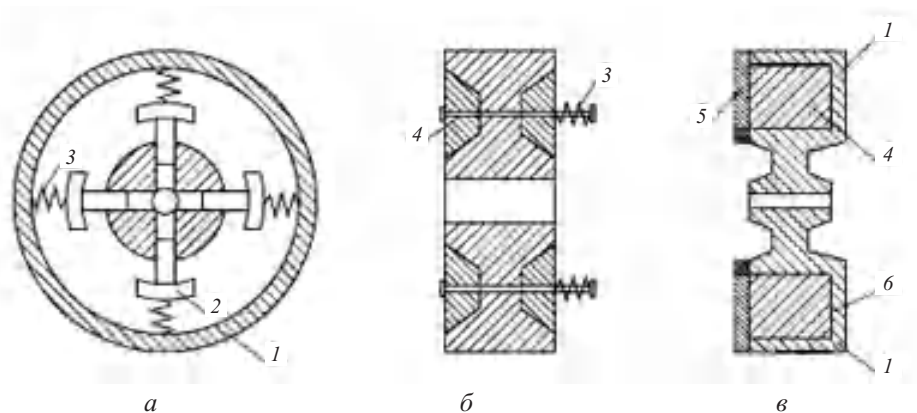


Рисунок 11.21. Пристрої для зменшення крутильних коливань:

a — антивібратор; *б* — демпфер сухого тертя; *в* — демпфер рідинного тертя;

1 — корпус; *2* — рухомі маси; *3* — пружини; *4* — сейсмічна маса; *5* — кришка; *6* — силіконова рідина

У першому випадку сейсмічна маса прослизає вздовж маховика, спричиняючи сухе тертя між деталями. У другому випадку сейсмічна маса *1* прослизає вздовж поверхні маховика, що викликає рідинне тертя.

І в першому, і в другому випадках проходить відбір енергії. При цьому падає амплітуда коливань з одночасним зменшенням потужності двигуна.

При визначенні місця для установки демпферів треба орієнтуватись на форму коливань (рис. 11.22).

Демпфер повинен бути розташований у місці, де амплітуда коливань є найбільшою (A_1). Якщо його розташувати у вузловій точці, то його ефект буде нульовим.

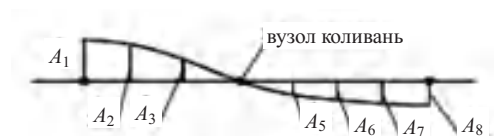


Рисунок 11.22. Форма амплітуд коливань

Завершуючи розгляд крутильних коливань, необхідно зробити наступні висновки:

1. Всі три види коливань (осьові, поперечні та крутильні) пов'язані між собою, тому що виникають в одній пружній системі.

2. Однак, і осьові, і поперечні коливання виникають тільки в межах двигуна і не можуть передаватися до пружної системи за межами двигуна (наприклад, до системи лінії валопроводу); це пов'язано з наявністю між двигуном та будь-якою пружною системою упорних підшипників, муфт та інш.

3. Тільки крутильні коливання мають можливість проходити від двигуна через всі елементи лінії передачі потужності і виникати за межами двигуна, наприклад, в лінії валопроводу.

4. У зв'язку з цим найбільшої уваги потребують крутильні коливання, які збуджуються двигуном на протязі всієї лінії передачі потужності.

Завдання та запитання для самоконтролю

1. За якою формулою визначається переміщення поршня (S_ϕ) в залежності від кута повороту кривошипу?
2. Як знаходиться хід поршня в залежності від кута повороту кривошипа графічним способом (метод професора Брікса)?
3. З яких причин сили інерції поступальних мас (P_s) при положенні поршня в ВМТ відрізняються від сил інерції при положенні в НМТ?
4. Знайдіть прискорення поршня за таких даних: $n = 500 \text{ хв}^{-1}$, $R = 0,17 \text{ м}$, $\lambda_{ш} = 0,246$, $\phi = 90^\circ$.
5. Як будується діаграма сумарних дотичних сил багатоциліндрового двигуна (наприклад, 6-циліндровий чотиритактний двигун)?
6. Обґрунтуйте призначення маховика двигуна.
7. Які сили та їх моменти викликають невірноваженість двигуна?
8. Побудуйте багатокутник відцентрових сил інерції для 6-циліндрового чотиритактного двигуна.
9. Які можливі способи зменшення невірноваженості двигуна за основними силовими факторами (сили та моменти)?
10. Поясніть природу виникнення крутильних поперечних та осьових коливань при роботі двигуна.
11. Що таке резонанс коливань для різного роду коливань?
12. Які практичні способи використовуються при боротьбі з коливаннями?

ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ СУДНОВИХ ДВЗ

12.1 Загальні поняття про екологію суднових ДВЗ

Починаючи з 80-х років минулого століття розгорнуті науково-дослідні і конструкторсько-технологічні роботи зі створення «екологічно чистих» двигунів, які в ідеалі не повинні шуміти, вібрувати, диміти і викидати шкідливих речовин.

Однією з глобальних проблем сучасності, в тому числі в Україні, є забезпечення економії природних ресурсів та захист навколишнього середовища при збільшенні виробництва енергії, необхідної для життєдіяльності людства.

Загальновідомо, що найбільшу кількість механічної енергії (до 80% від установленної потужності) виробляють двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), що споживають основну масу переробки в паливо нафти та деяку частину вугілля і газу.

Тому при роботі ДВЗ і спричиняється найбільша шкода навколишньому середовищу, обумовлена хімічними чинниками забруднення атмосфери токсичними речовинами у відпрацьованих газах двигунів (ВГ).

Як свідчить досвід кращих дизельбудівних фірм світу, сьогодні є всі можливості остаточно розв'язати екологічні проблеми ДВЗ шляхом найширшого запровадження поряд з поліпшенням робочого процесу ефективної штучної нейтралізації шкідливих викидів двигунів поза їх межами.

Як свідчить практика, шляхи і заходи забезпечення найкращої паливної економичності ДВЗ або найменшої токсичності їх викидів часто і суттєво суперечить один одному. Наприклад, паливна економичність вимагає підвищення температури робочого тіла в циліндрі двигуна, тоді як зменшення викидів оксидів азоту вимагає, навпаки, зниження вказаної температури та ін.

Згідно із сучасними уявленнями під екологічними проблемами ДВЗ треба розуміти розробку та запровадження у виробництво таких конструкцій двигунів, які при отриманні максимальної кількості механічної енергії не допускать забруднення навколишнього середовища; при цьому економія палива — ба-

жана, але не домінує над обов'язковою необхідністю забезпечити нормативний (обмежений) рівень шкідливих викидів двигунів.

Екологічні проблеми стосуються створення нового покоління екологічно чистих (з мінімальною токсичністю) суднових ДВЗ. Це вимагає нових конструктивних рішень щодо перебудови основних систем паливоподачі і повітропостачання для інтенсифікації сумішоутворення та, відповідно, згоряння. Основної уваги заслуговують конструктивні заходи для поглиблення нейтралізації відпрацьованих газів ДВЗ. Треба подолати основні труднощі при розробці та запровадженні схем і заходів щодо нейтралізації оксидів азоту, вилучення з викидів ДВЗ канцерогенних складових, тощо. Треба, нарешті, знайти конструктивні рішення щодо забезпечення стабільності екологічних характеристик двигунів при їх тривалій експлуатації, перш за все, це стосується стабільності роботи хімічних нейтралізаторів.

Вирішення екологічних проблем ДВЗ значно ускладнюється у зв'язку з необхідністю запроваджувати компромісні рішення із забезпечення необхідної економічності ДВЗ. Це пов'язано з тим, що можливе погіршення паливної економічності двигунів при забезпеченні зниження токсичності не повинно бути значним. Отже, крім проблеми поліпшення екологічності суднових ДВЗ, треба дбати й про забезпечення його високої економічності навіть при погіршенні параметрів його робочого циклу (наприклад, при зниженні температури робочого тіла, що дозволяє зменшити викиди NO_x).

Можна сформулювати такі напрямки вирішення екологічних проблем суднових ДВЗ:

- постійне коригування нормативів на токсичність двигунів з посиленням

уваги до їх канцерогенних компонентів з розширенням спектру токсичних речовин, що підлягають нормуванню. Треба при цьому виходити з експлуатаційних оцінок з урахуванням всіх без винятку режимів. Для цього треба відмовитись від модельних навантажень двигунів, розроблюючи та використовуючи найчутливіші та високошвидкодійні автоматизовані комп'ютеризовані вимірювально-діагностичні комплекси, здатні в режимі реального часу видавати середньоексплуатаційні оцінки рівнів шкідливих викидів ДВЗ, узагальнені за шкалою вагомості негативних наслідків для людини, впливу токсичних компонентів і приведенні їх до найбільш шкідливого з них, наприклад, NO_x ;

- розробка математичних моделей процесів утворення токсичних речовин в циліндрах ДВЗ із значно ширшим колом призначень та з урахуванням реальних моделей експлуатації;

- поглиблення комп'ютеризації управління ДВЗ, як необхідної умови створення екологічно чистих двигунів;

- розробка принципово нових конструктивних рішень щодо підвищення ефективності згоряння в циліндрах ДВЗ для забезпечення екологічно чистого робочого процесу в них;

- застосування циклів Аткинсона-Міллера для покращення екологічних показників суднових ДВЗ;

- застосування комплексного екологічно-паливного критерія для оцінок результатів оптимізації конструктивних, режимних, регульовальних параметрів при створенні екологічно чистих двигунів з високою паливною економічністю;

- суттєве удосконалення систем діагностування ДВЗ при оцінках їх експлуатаційної токсичності в режимах реального часу.

12.2 Шум і вібрація судових ДВЗ

Шум і вібрація мають спільну природу: джерелами їх являються коливання твердих, газоподібних чи рідких середовищ. Різниця полягає тільки в психофізіологічному сприйнятті їх.

Вібрація сприймається дотиком, шум — слухом.

Основними джерелами шуму судових двигунів є системи впуску і випуску, інтенсивність нагрівання тиску газів при згорянні («жорсткість» двигуна), удари поршнів при перекладці, газорозподільний механізм, апаратура паливоподачі в дизелях та ін.

Основними джерелами вібрації двигуна є змінні невідновлені сили і моменти, діючі в кривошипно-шатунному механізмі, власні коливання двигуна, які залежать також від характеристик його робочих органів.

Шум чинить негативний вплив на органи слуху людини. При регулярній і тривалій дії шуму в людей виникають часті головні болі, гіпертонічні явища, часткова втрата слуху та ін. Тому в умовах сучасного розвитку двигунобудування і транспортних засобів в цілому проблемі боротьби із шумом приділяють не меншу увагу, ніж боротьбі із забрудненням атмосфери шкідливими викидами ДВЗ.

Вібрації шкідливі тим, що приводять до таких захворювань, як професійна вібраційна хвороба, часткова втрата зору та ін. Надмірний шум і вібрація в даний час вважається такими видами забруднень, які з часом можуть привести до стійкого зниження слуху і зору. Тому існують багаточисельні національні та міжнародні стандарти, які встановлюють максимально допустимі рівні шуму та вібрації різних за призначенням двигунів.

Підвищення потужності головних судових двигунів і загальної насиченос-

ті машинних відділень сприяє підвищенню рівня шуму і вібрацій. В зв'язку з цим є актуальним пошук шляхів зниження віброакустичних характеристик судових ДВЗ.

Найефективніший спосіб зниження рівня шуму судових ДВЗ — це гасіння енергії вібрації безпосередньо у джерелі шуму. Якщо це неможливо або нецільно, то слід знижувати шум як можна ближче до його джерела.

Всі дизелебудівні фірми передбачають в конструкції елементи, які знижують шум до допустимих рівнів. В деяких випадках граничні значення шуму для машинного відділення судна можуть не забезпечуватись, якщо не прийняти додаткових заходів з його зниження. Такими заходами можуть бути:

1. Установка абсорбційного матеріалу на корпус ресивера наддувного повітря.
2. Ізоляція зовнішньої поверхні охолоджувача наддувного повітря.
3. Застосування додаткового глушника шуму на вході в турбокомпресор.
4. Установка додаткового абсорбційного матеріалу на шумовипромінюючі поверхні двигуна.

Гранично допустимі значення рівнів шуму визначаються або конкретно між судовласником і виробником, або побічно через посилення на національне чи міжнародне законодавство з даного питання.

Знизити вібрації можна підвищенням жорсткості корпусу судна, що приведе до збільшення його маси, а також зменшенням невідновлених сил і моментів інерції першого і другого порядків головних і допоміжних двигунів. Цього можна досягти шляхом застосування системи Ланчестер-Балансир, яка дозволяє врівноважити сили інерції та їх моменти.

Шум, створюваний випускними газами двигуна і його вібрацією, невисокий і дозволяє витримувати вимоги щодо граничних рівнів шуму в житлових приміщеннях і на ходовому містку. Але повітряний шум від двигуна в машинному відділенні в деяких випадках не відповідає вимогам стандартів, якщо

не приймаються додаткові заходи зі зниження рівня шуму. Тому при розробці нових конструкцій високофорсованих двигунів проєктанти повинні приділяти велику увагу впровадженню заходів, спрямованих на зниження повітряного шуму на всьому тракті подачі його в двигун.

12.3 Димність випускних газів суднових ДВЗ

Відпрацьовані гази, які створюють кольоровий шлейф на виході з двигуна, виносять в атмосферу деяку кількість сажистих та інших дисперсних частинок, внаслідок чого вони втрачають притаманну їм прозорість, що свідчить про незадовільне протікання робочих процесів. Блакитно-синюватого відтінку гази набувають, коли вміщують переважно аерозолі масла і палива, а чорного забарвлення надають їм частинки сажі. Чорний дим притаманний в основному дизельним двигунам, сумішоутворення в яких значно гіршої якості, ніж сумішоутворення в карбюраторних двигунах. Блакитно-синій колір може бути в тронкових двигунах, коли надлишок масла при мащенні розбризкуванням попадає в камеру згоряння.

Велика димність відпрацьованих газів не допустима, як і підвищений вміст інших токсичних компонентів. Тому нормуванню димності і методам її оцінки в даний час приділяють велику увагу. Як правило, нормують димність дизельних двигунів, для яких означений ступінь димності є характерним показником, особливо на режимах повних навантажень. Їх димність в значній мірі визначається технічним станом двигуна і паливної апаратури, а також фракційним і груповим складом палива. Перевага в паливі важких фракцій і ароматичних

вуглеводів підвищує димність відпрацьованих газів.

Основною причиною появи димності суднових ДВЗ є сажа, яка являється продуктом неповного згоряння рідкого палива. Внаслідок малої питомої маси сажа може зберігатись в підвішеному стані в повітрі до декількох діб.

Існують різні гіпотези утворення сажі:

- конденсація двоатомного вуглецю C_2 , при цьому сажа утворюється в результаті полімеризації молекул C_2 ;

- високотемпературне сажоутворення в зонах камер згоряння двигуна з низьким вмістом кисню;

- низькотемпературне сажоутворення, яке виникає при охолодженні полум'я до такого рівня, при якому відбувається тільки реакція крекінгу;

- сажоутворення, що відбувається в результаті гетерогенної реакції, яка характеризується крекінг-процесом і процесами дегідрування і полімеризації;

- крекінг, в результаті якого утворюється сажа без проміжних продуктів.

Очевидно, що процес утворення сажі залежить безпосередньо від температури, тиску, властивостей палива, типу камери згоряння і технічного стану двигуна.

В результаті комплексу робіт, виконаних за допомогою рентген-структурного аналізу, електронної мікроскопії та інших сучасних методів, було встановлено,

що дизельна сажа — це аморфне тіло, що не має кристалічної решітки, яка сублімує при температурі, значно меншій, чим графіт (1400°C), а сажисті частини представляють собою конгломерати розміром $0,2\text{ мкм}$, що складені із частинок, які мають розміри $0,016\text{ мкм}$. Концентрація сажі у відпрацьованих газах може сягати $0,82\text{ г/м}^3$.

Встановлено, що утворення сажі залежить від властивостей палива. Чим вища молекулярна маса граничних вуглеводнів з прямими ланцюгами, тим вища швидкість утворення сажових частинок. Це можна пояснити тим, що міцність одного і того ж зв'язку залежить від довжини молекули. Так, при збільшенні числа атомів вуглецю в молекулі від 2 до 5 міцність зв'язку між групами CH алканів зменшується від 333 до 268 кДж/моль . Виявлено також, що концентрація сажі тим вища, чим більше відношення C/H в паливі.

В дизельних двигунах можна спостерігати явище, коли при значному навантаженні паливо, що вміщує ароматичні вуглеводні, менше створює диму, чим паливо, яке має в своєму складі парафіни. Це відбувається через більш тривалий період індукції у випадку згоряння палива з ароматичними вуглеводнями, внаслідок чого суміш в камері згоряння має більше можливостей стати гомогенною до початку горіння.

В процесі утворення і після утворення сажових частинок може відбуватись вигорання їх в реакціях з радикалами OH або киснем. В основному при складах суміші бідніше стехіометричної (в дизельних двигунах коефіцієнт надлишку повітря $\alpha > 2$) відбувається пряме окиснення сажі киснем. Швидкість вигорання сажі суттєво залежить від розмірів частинок (поверхні). Було визначено, що вся сажа, яка утворилася в полум'ї, може вигоріти тільки в тому випадку, якщо розміри час-

тинок не будуть перевищувати 100 ангстрем . Все це дозволяє пояснити особливості утворення сажі в процесі згоряння в двигунах.

Первинні структури, із яких складається сажа, що утворюється в дизельних двигунах, представляють собою частинки сферичної форми діаметром $150\ldots 1700\text{ ангстрем}$ з питомою поверхнею $76\text{ м}^2/\text{г}$. Однак ще в процесі згоряння відбувається коагуляція частинок сажі, яка приводить до створення вторинних і третинних структур.

Сажа у відпрацьованих газах ДВЗ представляє собою утворення неправильної форми з лінійними розмірами $0,3\ldots 100\text{ мкм}$. Більша частина сажових утворень має розміри $0,4\ldots 5\text{ мкм}$. В процесі розширення газів в циліндрі двигуна до частинок сажі надходить кисень (внаслідок руху газів і дифузії кисню), тобто створюються умови, сприятливі до вигорання сажі. Дослідження утворення і вигорання сажі в циліндрі двигуна, виконані методом спектрального аналізу, показали, що значна частина сажі вигоряє в процесі розширення. Виділення сажі з відпрацьованими газами двигуна залежить, таким чином, як від процесу утворення, так і від процесу її вигорання.

Утворення сажі в двигунах може відбуватись також від попадання струменів палива на порівняно холодні стінки циліндра.

Таким чином, димність — це оптична непрозорість відпрацьованих газів, яка викликана наявністю в них, в основному, частинок сажі, а також незгорілого палива і масла. Розрізняють дим чорний (сажовий), синій (масляний), білий (паливний). Забарвлення диму визначається перевагою одного із вказаних компонентів, хоча всі вони присутні у відпрацьованих газах одночасно. Димність сприймається людиною наглядно і безпосередньо,

тому ще до появи приборів оцінювалась візуально, суб'єктивно.

Незважаючи на значне вивчення явища і широке розповсюдження терміну «димність», є два різних пояснення цього явища. Одне із них характеризує димність як результат зниження оптичної прозорості задимленого середовища, друге — розглядає димність як масовий вміст завислих часток в одиниці об'єму відпрацьованих газів. Останнє тотожно поняттю концентрації і, очевидно, більш об'єктивне, але не відображає однозначної залежності між результатами вимірювання та спостереженням за характером димлення.

Димність відпрацьованих газів визначається і нормується у відповідності ГОСТ 24028-88. Згідно цього документу для визначення димності користуються двома типами приборів — димомірів, які розділяються за принципом їх дії. Перший тип базується на просвічуванні відпрацьованих газів, другий — на їх фільтрації. При користуванні приборами першого типу основним нормуючим показником, що характеризує димність, є натуральний показник світлового потоку K , м^{-1} , рівний зворотній величині товщини шару відпрацьованих газів, проходячи який, світловий потік від джерела світла послаблюється в e раз (e — основа натурального логарифму). Значення K визначається тільки оптичними властивостями потоку газів і не залежить від конструкції димоміра.

Допоміжним нормуючим показником є коефіцієнт послаблення світлового потоку N , %, приведений до оптичної бази вимірювання димоміра $L = 0,43$ м. Цей параметр визначає ступінь послаблення світлового димоміра внаслідок поглинання і розсіювання світла відпрацьованими

газами. Взаємозв'язок між K і N визначається за формулою:

$$K = -\ln\left(1 - \frac{N}{100}\right) / L.$$

Сутність фільтраційного методу вимірювання димності відпрацьованих газів полягає у вимірюванні почорніння фільтру після пропускання через нього цілком визначеної кількості газів. Поверхня фільтра темніє, зафарбовуючись всіма компонентами дисперсної фази. Почорніння фільтру оцінюють за ступенем його оптичного відбивання в порівнянні з чистим фільтром і вимірюють оптико-електричним рефлектометром.

Відносний показник відбивання затемненого фільтру R' :

$$R' = \left(\frac{R}{R_0}\right) \times 100,$$

де R , R_0 — показники відбивання, виміряні рефлектометром, від затемненого і чистого фільтру відповідно.

Тоді димове число фільтру, як основну характеристику димності, вимірювану фільтраційним димоміром FSN (Filter Smoke Number) в умовних одиницях 10-бальної шкали, розраховують за формулою:

$$FSN = \left(1 - \frac{R'}{100}\right) \times 10.$$

Формула справедлива при ефективній довжині димової колонки димоміра 0,405 м, при атмосферному тиску і температурі (298 ± 4) К.

При використанні димоміра з фільтраційною колонкою, ефективна довжина якої відрізняється від 0,405 м, виміряне значення FSN приводять до вказаної довжини за формулою:

$$FSN_{405} = 10 \left\{ 1 - \exp \left[\frac{0.405}{L_f} \ln \left(1 - \frac{FSN}{10} \right) \right] \right\},$$

де FSN , L_f — параметри застосованого димоміра.

В основу нормування за обома методами покладено принцип, за яким зі збільшенням витрати відпрацьованих газів V_i знижуються гранично допустимі значення параметрів димності. Для чотиритактних двигунів $V_i = V_s n/2$, для двотактних — $V_i = V_s n$, де V_s — сумарний робочий об'єм циліндрів, дм^3 , n — частота обертання, с^{-1} .

Для нових суднових ДВЗ при вимірюванні димності оптичним методом максимально допустимі значення натурального показника послаблення світлового потоку і відповідні їм значення

коефіцієнта послаблення світлового потоку приведені до шкали димоміра з базою $L = 0,43$ м, а також при вимірюванні димності фільтраційним методом з довжиною колонки $L = 0,405$ м і граничні допустимі значення димового числа фільтра FSN , в залежності від витрати відпрацьованих газів, повинні відповідати приведеним в таблиці 12.1.

Двигун вважається відповідним вимогам стандарту, якщо кожне вимірне значення натурального показника послаблення світлового потоку чи димового числа фільтра менше або дорівнює відповідному значенню показника послаблення світлового потоку чи димового фільтра.

Таблиця 12.1. Норми димності для нових двигунів

Витрата відпрацьованих газів V_i , $\text{дм}^3/\text{с}$	Натуральний показник послаблення світлового потоку K , м^{-1} , не більше	Коефіцієнт послаблення світлового потоку N , %, приведений до шкали $L = 0,43$ м, не більше	Димове число FSN , приведене до шкали димоміра $L_f = 405$ ум. од., не більше
До 75 включно	1,857	55	4,2
Від 75 до 85	1,707	52	4,0
85...95	1,612	50	3,9
95...110	1,21	48	3,8
110...125	1,433	46	3,7
125...140	1,348	44	3,6
140...160	1,267	42	3,5
160...185	1,188	40	3,4
185...210	1,112	38	3,3
210...250	1,038	36	3,2
250...290	0,966	34	3,0
290...350	0,897	32	2,9
350...400	0,829	30	2,8
400...500	0,764	28	2,7
500...600	0,700	26	2,5
600...700	0,638	30	2,8
700...900	0,578	22	2,2
900...1150	0,519	20	2,0
1150...1500	0,461	18	1,8
1500...2000	0,405	16	1,7
2000...3000	0,351	14	1,5
Вище 3000	0,297	12	1,3

Максимально допустимі норми димності для суднових ДВЗ після капітального ремонту збільшують на 20% по відношенню до значень, які встановлені таблицею 12.1.

Слід відзначити, що сама сажа не токсична, але, маючи високу адсорбційну властивість, вона насичена багатьма

газоподібними і рідкими шкідливими речовинами, зокрема, бензопіреном-3,4, який здійснює канцерогенний вплив. В зв'язку з цим, а також враховуючи забруднюючі середовище властивості сажі, за зниження димності суднових ДВЗ в даний час ведеться серйозна боротьба.

12.4 Шкідливі викиди суднових ДВЗ і їх нормування

При спалюванні вуглеводних палив в суднових ДВЗ поряд з нешкідливими для навколишнього середовища компонентами відпрацьованих газів (киснем, азотом та водяною парою) в атмосферу викидаються також екологічно шкідливі речовини. На схемі рис. 12.1 зліва показані хімічні речовини, які вводяться в циліндр двигуна з паливом, повітрям і маслом, а справа — речовини, що викидаються в атмосферу в результаті здійснення робочих процесів в циліндрах. Нешкідливі чи нейтральні (CO_2) речовини в сумі складають 99,75% об'єму відпрацьованих газів. Останні 0,25% (або 2500 частин на мільйон — ppm) включають в себе окиси азоту NO_x , сірки SO_x ,

окис вуглецю CO , вуглеводні C_xH_x та частинки (сажа, зола). Вміст частинок прийнято вимірювати в міліграмах на кубічний метр в нормальних умовах (мг/м^3).

До категорії найбільш небезпечних забруднювачів відносяться газоподібні речовини, які утворюються в процесі перетворення потенційної енергії палива в енергетичній установці і викидаються з випускними газами: окиси азоту NO_x , що утворюються в циліндрах двигуна при температурі вище 1500°C , коли азот стає хімічно активним газом. Окис CO і двоокис CO_2 , що утворюються в результаті згоряння палива; сірчаний і сірний ангідриди SO_2 та SO_3 , які утворюються в результаті окиснювання присутньої

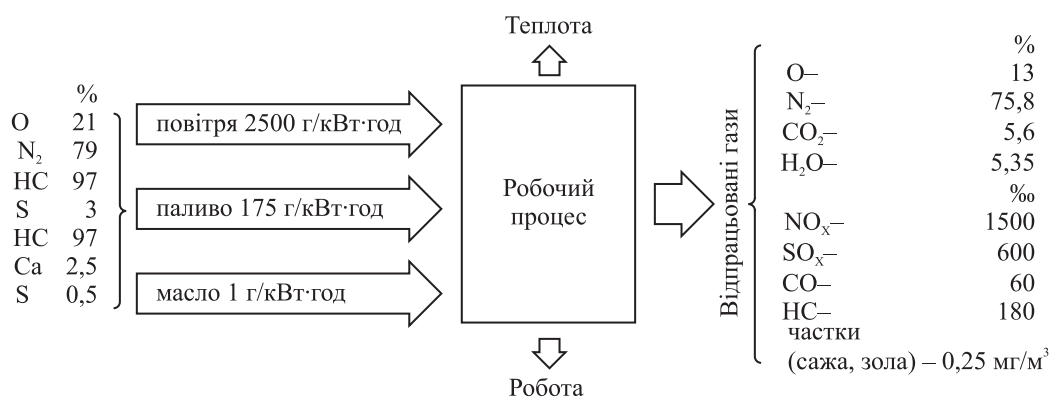


Рисунок 12.1. Типовий склад відпрацьованих газів суднового МОД, працюючого на режимі 100%-ного навантаження

в паливі сірки; продукти неповного згоряння палива та ін.

Окис вуглецю, сажа та вуглеводні є результатом неповного згоряння палива. В зв'язку із великим надлишком повітря у відпрацьованих газах суднових ДВЗ їх небагато у порівнянні з їх кількістю у високооберткових автотракторних дизелях і особливо в бензинових карбюраторних двигунах.

Доля NO_x та SO_x у відпрацьованих газах сягає більше 80% об'єму всіх шкідливих викидів, тому задача зниження вмісту цих компонентів складає основу створення екологічно чистих суднових двигунів. Вміст окисів сірки у відпрацьованих газах зумовлений наявністю сірки в паливі. При окислюванні сірки в камері згоряння дизелів утворюється SO_2 та SO_3 , причому переважно SO_2 (співвідношення 15:1). Утворення окисів азоту в камері згоряння зумовлено наявністю великої кількості азоту, кисню і високими температурами в окремих зонах розширеного заряду. Окиснювання азоту починається за температури вище 1500 К, а при температурі 2300 К і більше — реакція йде достатньо швидко (час реакції біля $10^{-2} \dots 10^{-6}$ с).

Окис азоту утворюється в зонах паливного факелу, де суміш наближається за складом до стехіометричної, а локальна температура може сягати 2500 К. І, хоча максимальна температура в дизельних двигунах не перевищує 2000 К, вказані обставини зумовлюють високі значення емісії NO_x . Окиси азоту утворюються також через наявність азоту в паливі. Як показали дослідження, цей азот значно більш активний в реакціях окислювання в порівнянні з атмосферним азотом.

Окиси азоту NO_x дуже негативно впливають на організм людини. Попадаючи в дихальні шляхи, утворюють з водою з'єднання азотної та азотистої

кислот, які руйнуючи діють на легені людини. Небезпечні захворювання наступають при концентрації окисів азоту 0,01%. Спеціалісти вважають, що для організму людини окиси азоту в 10 разів небезпечніші окису вуглецю, норма вмісту окисів азоту NO_x 0,1 м² на 1 м³ повітря (в 10 разів менше, ніж CO).

При роботі на паливах, що вміщують сірчані з'єднання, утворюються сірчаний газ SO_2 і сірководень H_2S . Сірчаний газ викликає сильне подразнення слизової оболонки очей і органів нюху, негативно діє на рослини.

Концентрацію окремих компонентів в газових сумішах виражають в одиницях маси, що вміщуються в одиниці об'єму, тобто в об'ємних відсотках (% об.), що більш зручно. Дійсно, об'ємна доля окремих компонентів в загальному об'ємі при змінюванні зовнішніх умов залишається незмінною, тоді як число часток в одиниці об'єму змінюється разом зі змінюванням температури і тиску суміші.

Концентрацію за масою вимірюють в г/л, м²/л, г/м³ та м²/м³, також числом грамів речовини в 100 г суміші (% масові). Дуже малі кількості вимірюють в гамах: $\gamma = 10^{-3}$ м² або $\gamma/100$ м³.

Концентрацію канцерогенних речовин виражають в $\gamma/\text{м}^3$ або $\gamma/100$ м³.

Концентрацію в об'ємних одиницях вимірюють числом мілілітрів речовини в 100 мл суміші, тобто у відсотках за об'ємом, або ж в мл/л ($10^{-1}\%$) та мл/м³ ($10^{-4}\%$).

Малі концентрації виражають інколи числом частинок, які приходяться на мільйон частинок всієї суміші ppm (part per million), %.

1% = 1 ppm = $1/10^6 = 10^{-4}$ об.

Оцінка токсичних газів в одиницях ppm зручна тим, що вона завжди виражена цілим числом, наприклад, 300, 800 чнм (частинок на мільйон) і т. д.

У відповідності зі стандартом Міжнародної морської організації (ІМО) використовуються наступні характеристики для вимірювання шкідливих викидів ДВЗ: склад газоподібних викидів C , %, швидкість виділення викидів E_i , кг/год, питомий викид c_i , кг/кВт·год, викид шкідливого компонента на 1 кг палива ε_i , кг/кг палива.

Характеристики шкідливих викидів пов'язані між собою наступними співвідношеннями:

$$E_i = \varepsilon_i \cdot G_n; c_i = \frac{E_i}{N_e};$$

$$c_i = \varepsilon_i \cdot g_e; c_i = K \frac{E_i}{G_z} \cdot 100,$$

де G_n — витрата палива на двигун, кг/год; N_e — ефективна потужність двигуна, кВт; g_e — питома витрата палива, кг/(кВт·год); G_z — масова витрата газів, кг/год; K — коефіцієнт, що дорівнює відношенню молекулярної маси газів до молекулярної маси шкідливого компонента, тобто $K = \frac{\mu_0}{\mu_i}$. Так, для окисів азоту $\mu_z = 29,3$; $\mu_{NO_x} = 44,4$, тоді $K = 0,66$:

$$C_{NO_x} = 0,66 \frac{E_{NO_x}}{G_z} \cdot 100.$$

Витрату газів через двигун можна представити наступним чином:

$$G_r = (\varphi_a \alpha L_0 + 1) G_n, \quad (12.1)$$

де φ_a — коефіцієнт продувки; α — коефіцієнт надлишку повітря при згорянні; L_0 — теоретична маса повітря, необхідна для згорання 1 кг палива.

Тоді після підстановки формули (9.1) в рівняння для C_i отримаємо:

$$C_i = K \varepsilon (\varphi_a \alpha L_0 + 1) G_n. \quad (12.2)$$

Із формули (12.2) витікає, що об'ємна концентрація шкідливих компонентів у відпрацьованих газах залежить від ступеня розбавлення повітрям, тому для порівняння їх емісії для різних двигунів величину C_i перераховують до концентрації надлишкового кисню у сухих відпрацьованих газах (після конденсації пари H_2O), що дорівнює 15%.

Найбільш об'єктивним показником кількісної оцінки викиду шкідливих компонентів відхідних газів ДВЗ є питомий викид. Він прийнятий як нормативний у міжнародних та національних стандартах щодо обмеження викидів.

Уявлення про співвідношення різних одиниць вимірювання викидів суднових двигунів надають дані, наведені в таблиці 12.2.

Перший міжнародний документ, який обмежує шкідливі викиди від суднових ДВЗ, був випущений Міжнародною морською організацією в 1997 р. у вигляді додатку до конвенції MARPOL 73/78.

Таблиця 12.2. Викиди з відхідними газами суднового МОД 10К60МС (10ДКРН60/229) потужністю 18900 кВт

Компоненти відхідних газів	C_i , ppm, %	C_i , г/м ³	E_i , кг/год	c_i , г/(кВт·год)
NO _x	1570	3,41	352,10	18,63
CO	57	0,08	7,1	0,41
HC	284	0,22	22,2	1,17
SO _x	516	1,56	161,0	8,52
O ₂	13,0	196	20225	1070
CO ₂	5,2	108	11188	590
H ₂ O	5,4	0,00	4747	250
PM	—	0,12	12,1	0,66

Дія цього документу, що вступив у силу в 2005 р., розповсюджувалась на всі судна, побудовані після 1 січня 2000 р., і обмежувала викиди NO_x на рівні IMO Tier 1 (рівень 1). З 01.07.2010 р. введено в дію документ-норматив IMO Tier 2, який передбачає зниження викидів NO_x на 15...22%. На 2016 р. передбачено введення в дію нормативу IMO Tier 3, який намічає зниження викидів NO_x на 80% (в порівнянні з IMO Tier 1) в означених акваторіях, так званих «зонах регульованих викидів» (Emission Control Areas — ECA).

Зони регульованих викидів оксидів сірки (SO_x Emission Control Areas — SECA) також означені IMO. В цих зонах дизелі повинні працювати на паливі

з вмістом сірки не більше 1,5% або повинні використовуватись ефективні засоби очищення відпрацьованих газів. Для морських суден, закладених після 1 січня 2011 року, нормативи викидів NO_x на рівні IMO Tier 2 стали обов'язковими для флотів всього світу (табл. 12.3).

Залежність між частотою обертання двигуна та граничним значенням NO_x пояснюється в основному скороченнями (при зростанні n) високотемпературної стадії горіння палива, іншими словами, часу, який відводиться на утворення оксидів азоту.

Графічне відображення граничних обмежень NO_x від частоти обертання наведено на рис. 12.2.

Таблиця 12.3. Граничні значення викидів NO_x відповідно до MARPOL

Рівень	Роки введення	Граничні значення NO_x при частоті обертання, г/(кВт · год)		
		$n < 130$	$130 \leq n < 2000$	$n \geq 2000$
Tier 1	2000	17,0	$45 \cdot n^{-0,2}$	9,84
Tier 2	2011	14,36	$44 \cdot n^{-0,23}$	7,66
Tier 3 в межах ECA	2016	3,4	$9 \cdot n^{-0,27}$	1,97

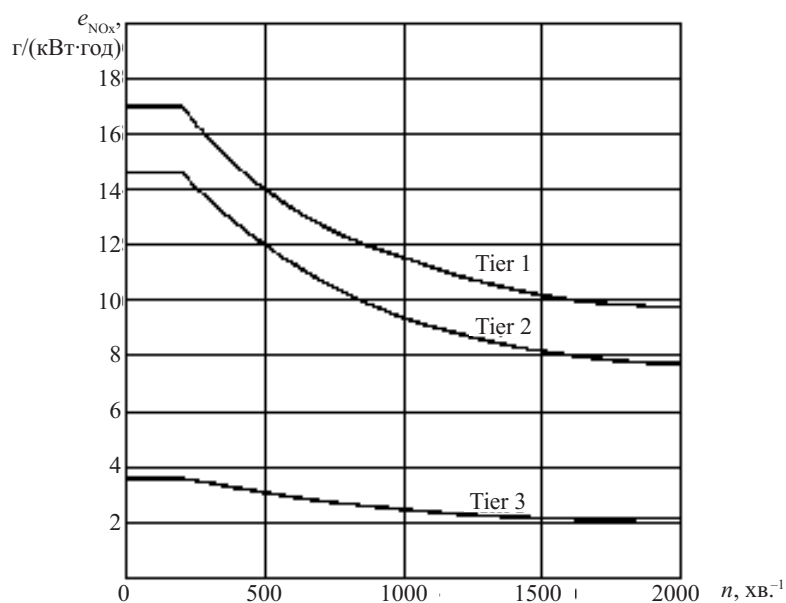


Рисунок 12.2. Залежність викидів NO_x від частоти обертання

Що стосується нормативів Tier 3, розповсюджених на судна, закладені після 1 січня 2016 р., то вони передбачають диференціацію в залежності від рейсу плавання судна. Для плавання у відкритому морі нормативи Tier 2 залишаються в силі і після 2016 р., тоді як для плавання в зонах регульованих викидів (ECA) обов'язковим стає 80%-ве зниження NO_x , в порівнянні з Tier 1. Що стосується зони регульованих викидів, то на цей час до неї входять Балтійське та Північне моря, включаючи протоку Ла-Манш. В заявку на отримання статусу ECA включена берегова зона США, Канади і Гавайських островів. В даний час в ІМО обговорюється питання про включення в склад ECA берегової зони Мексики, Аляски, Гонконгу, Кореї, Австралії, Чорного і Середземного морів, а також деяких великих

світових портів по перевантажуванню контейнерів (Сінгапур, Шанхай, Роттердам, Дубай, Гамбург, Ціндао та ін.).

Крім оксидів азоту, правила ІМО обмежують також викиди оксидів сірки. Діючі нормативи обмежують вміст сірки в паливі, але законодавство допускає і інший спосіб обмеження викидів сірки, встановлюючи допустиму концентрацію SO_x у відпрацьованих газах. Слід відмітити, що на викиди SO_x (на відміну від NO_x) процес згоряння палива сам по собі ніяк не впливає. Вся сірка, що попадає з паливом в камеру згоряння, виходить у атмосферу у вигляді SO_x . Це значить, що зменшити викиди SO_x можна лише одним із двох способів: або за рахунок використання малосірчаного палива, або за рахунок очищення відпрацьованих газів. На рис. 12.3 показані обмеження

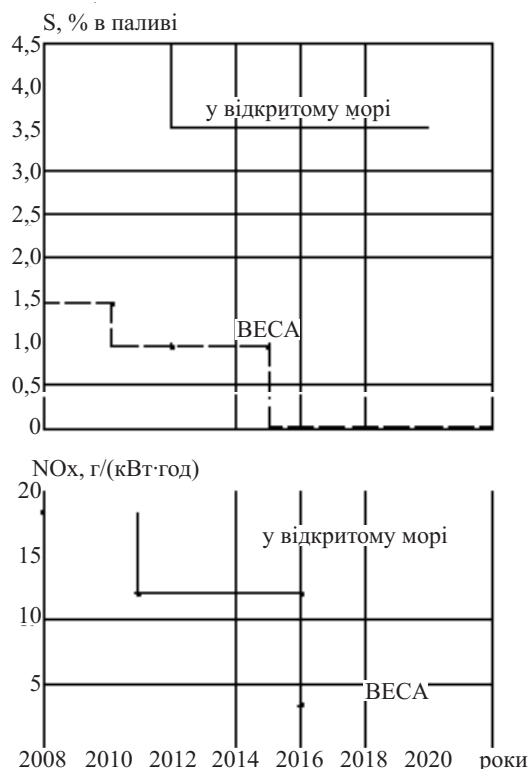


Рисунок 12.3. Обмеження вмісту сірки та оксидів азоту NO_x у паливі

ІМО на вміст SO_x у відпрацьованих газах (виражені через гранично допустиму концентрацію сірки в паливі) всередині зон ЕСА і за їх межами, а також роки вступу відповідних параметрів в силу. Також наведені граничні значення ви-

кидів оксидів азоту NO_x . Крім загальних обмежень, встановлених ІМО, існують також регіональні обмеження. Наприклад, для портів держав Євросоюзу встановлено граничний вміст сірки в паливі 0,1%.

12.5 Шляхи зниження шкідливих викидів судових ДВЗ

Зниження димності. Традиційною оцінкою якості згоряння є візуальне спостереження або вимірювання димності. Відпрацьовані гази, які виходять з випускної труби, можуть стати видимими з різних причин, наприклад, через вміст в них твердих частинок (сажі) і двоокису азоту NO_2 , який має жовто-коричневий колір, або сконденсованої пари води.

При розгляді димності необхідно враховувати, що у потужних судових двигунів поява видимого струменя випускних газів більш вірогідна, ніж у малопотужних двигунів не судового призначення. Це відбувається тому, що при одному і тому ж числі Боша збільшений діаметр випускних газів буде абсорбувати більше світла. Для більшості судових двигунів випускні гази невидимі, крім випадків конденсації водяної пари, яка утворює сірий або білий колір, або через присутність NO_2 , який надає випускним газам жовтий колір.

В процесі згоряння дуже мала частина вуглеводнів покидає камеру згоряння незгорілою, утворюючи інші вуглеводні. Вони розглядаються як незгорілі вуглеводні та визначаються в одиницях, еквівалентних вмісту $\text{CH}_{1,85}$. Вміст вуглеводнів у випускних газах потужних двигунів залежить від палива, конструкції та регулювання двигуна. Навіть при використанні важкого палива незгорілі частинки менше 1 мкм, за винятком відкладень, які відшаровуються від стінок камер згорян-

ня чи елементів випускної системи. Сажа від двигуна, особливо якщо вона «змочена маслом», створює відкладення в утилізаційному котлі, що збільшує протитиск на випуску та пожежебезпечність котла. Контроль за процесом згоряння, більш частіші чистки котла знижують димність випускних газів.

Вміст сірки в паливі чинить великий вплив на рівень димності. Випробування і аналіз випускних газів показує, що високосірчасті важкі палива обумовлюють більш високі рівні димності, аніж дизельне паливо.

Величина подачі циліндрового масла також робить вплив на емісію частинок. Випробування показують, що зі зменшенням подачі циліндрового масла емісія частинок також зменшується.

На димність палива значний вплив чинить конструкція форсунки: чим менше об'єм палива, що знаходиться біля вприскуючих отворів після посадки голки на сідло, тим нижче вміст вуглеводнів у випускних газах.

При роботі двигуна 7S50MC (7ДКРН50/191) із золотниковими форсунками на навантаженнях (0,2...0,4) $N_{\text{ен}}$ димність знижується в 6–7 разів на номінальній потужності приблизно в 4 рази в порівнянні з роботою на звичайних форсунках.

Зниження оксидів азоту NO_x , вуглецю CO та сірки SO_x . В найближчі роки тільки NO_x та SO_x будуть компонентами,

на які для суднових двигунів будуть встановлені міжнародні гранично допустимі норми.

Викиди SO_x обумовлені вмістом сірки в паливі. Зменшити цей викид можна, зменшуючи вміст сірки в паливі шляхом очищення палива або очищенням відпрацьованих газів.

Незважаючи на те, що очистка палива від сірки на переробних заводах веде до його подорожчання, цей варіант, очевидно, буде використовуватись як основний. Це зумовлено тими обставинами, що видалення SO_x із відпрацьованих газів шляхом пропуску через пристрій мокрої очистки (скрубери) вимагає дуже великих капітальних вкладень. Виникають також проблеми в зв'язку із необхідністю зберігання і здачі на берег сірчаної кислоти слабкої концентрації (великі об'єми рідини потребують достатніх ємкостей), що, відповідно, приводить до підвищення експлуатаційних витрат.

В теперішній час на судах застосовується в основному важке паливо, тобто мазут, який дозволяє отримати економію на вартості палива, а це викликає необхідність застосування такої системи очищення від SO_x , яка б задовольнила жорсткі вимоги Tier 3 з обмеження після 2016 року.

В даний час в суднових ДВЗ застосовуються системи газоочистки двох видів. В перших встановлюють скрубери — агрегати, в яких вихідні гази очищаються промивкою прісною або заборотною водою з лугом, наприклад, з каустичною содою. Другий можливий варіант — це реактор з гранульованим вапняком, який поглинає SO_x . Ефективність цих систем складає більше 90%. В обох випадках для розміщення самої системи з її елементами потрібно багато місця.

В мокрому скрубелі луг чи каустична сода, що вміщується в забортній воді, ви-

користовується для перевodu SO_x в розчин сірчаної кислоти і її нейтралізації. Промивочна вода, в свою чергу, потребує ретельної очистки від нафтопродуктів, твердих частинок та інших побічних речовин. Вона також повинна відповідати вимогам ІМО за показниками рН. Але в деяких країнах існує заборона на скидання промивочної води. В системах з прісною водою кількість стоків суттєво нижча, що дозволяє забезпечити їх тимчасове зберігання. З іншої сторони, для тривалого плавання потрібна велика кількість реагента, який теж треба десь зберігати.

Вихід заключається у використанні системи сухої очистки з вапняковими гранулами. В цій системі є реактор з гранульованою набивкою. При проході відпрацьованих газів крізь шари гранул оксиди сірки реагують з набивкою, утворюючи гіпс. Відпрацьовані гранули поступово виводяться із реактора і можуть зберігатися у вільних об'ємах корпусу судна. Перші випробування таких систем на судах показали обнадійливі результати.

При введенні міжнародних норм на викиди NO_x виникла необхідність вибрати достатньо ефективний метод *зниження емісії оксидів азоту*.

Боротьбу з викидами можна вести *первинними методами*, які базуються на зниженні температури в зонах горіння палива, оскільки температура являється основним фактором при утворенні NO_x , а також *вторинними методами*, які базуються на хімічній нейтралізації NO_x перед випуском відпрацьованих газів в атмосферу.

Первинні методи, в свою чергу, можна розділити на дві групи:

— «внутрішні», які потребують зміни конструкції двигуна або окремих його елементів, які реалізуються при розробці нових двигунів (використання циклу

Аткінсона-Міллера, удосконалення систем паливоподачі та турбонаддуву та ін.);

– «зовнішні», які не потребують суттєвої зміни конструкції двигуна, реалізація яких можлива при незначній модернізації двигуна (застосування водопаливних емульсій, зволоження повітряного заряду, рециркуляції відпрацьованих газів).

Розглянемо спочатку «внутрішні» засоби. Для чотиритактних двигунів використовується цикл Аткінсона-Міллера в поєднанні з системою високого наддуву (двоступінчастого) та оптимізованою акумуляторною системою впорскування палива високого тиску (Common Rail). Ідея циклу Міллера полягає у зниженні температури згоряння за рахунок раннього закриття впускного клапану, що приводить до охолодження повітря в результаті його розширення. Високий наддув у цьому випадку потрібний для того, щоб запобігти втрати потужності чи зниженню ККД. Цій цілі служить й підвищення тиску впорскування палива до 200 МПа.

Найбільше розповсюдження на суднах морського флоту отримали «зовнішні» методи зниження викидів NO_x , що базуються на зволоженні повітряного заряду, яке можна виконати наступними способами:

– змішуванням палива і води до паливного насоса і впорскуванням в циліндр водопаливної емульсії (ВПЕ);

– впорскуванням води безпосередньо в циліндр, для чого двигун обладнується окремою системою (БВВ);

– зволоженням наддувного повітря шляхом впорскування заборотної води в потік гарячого повітря на виході з великого відцентрового компресора (ЗНВ).

Висока ефективність, що порівняна з методом хімічної нейтралізації оксидів азоту, наявність необмежених запасів води роблять методи зволоження повітря перспективними для зниження викидів NO_x .

Зниження оксидів азоту, які утворюються в камері згоряння двигуна при зволоженні робочого тіла, обумовлено тим, що пара має високу теплоємність. Тому чим більше водяної пари в суміші газів в циліндрі, тим менше буде температура в зоні згоряння палива, тим менше утворюється оксидів азоту. Природно, що при цьому зменшиться корисна робота цикла, оскільки теплова енергія, акумульована водяною парою, відводиться із циліндра.

Застосування ВПЕ. Експерименти із застосування ВПЕ на річкових і морських суднах проводились достатньо широко в 70-х роках минулого століття з метою зниження питомої витрати палива і зменшення нагароутворення при роботі на важких паливах. Цей спосіб не вимагає зміни конструкції двигуна, не чинить шкідливої дії на його надійність, при частці води менше 30% питома витрата палива мало змінюється, зменшується димність відпрацьованих газів, витрата води невелика (10% добавки води в паливо знижує викид NO_x на 10%). В якості недоліків можна відмітити невеликий потенціал зниження викидів NO_x (максимум на 30% в зв'язку з обмеженим запасом продуктивності паливних насосів високого тиску, параметрами розпилювачів форсунок та ін.). І все-таки фірма MAN вже з початку нового століття пропонує цей спосіб як один із можливих засобів виконання Tier 2 для нових і модернізованих двигунів. Так, у 2009 р. система приготування ВПЕ була використана у складі СЕУ для двигуна 11K90MC-C (11ДКРН90/260) потужністю 63000 кВт фірми MAN контейнерного судна. Як показала експлуатація двотактних двигунів фірми MAN, зниження викидів NO_x становить біля 1% на кожний 1% води в паливі.

Для отримання емульсії необхідна прісна вода, тому необхідно передбачити

додаткові цистерни запасу води або збільшення продуктивності опріснювальних установок. Перевагою даної технології є також можливість легко переходити від роботи на необхідному паливі до роботи на ВПЕ та навпаки впродовж рейсу.

Застосування БВВ. Фірма Wartsila розробила систему БВВ для середньооборотного двигуна типу V46 (ЧРН 46/58). Дистильована вода впорскується в циліндр спеціальним насосом високого тиску (30...50 МПа) через форсунку з комбінованим розпилювачем, що має окремі сопла для води і палива. Впорскування води відбувається в кінці процесу стиснення перед подачею палива, цим досягається найбільший ефект зі зниження NO_x . Перевагою системи БВВ є можливість подавати велику кількість води, що забезпечує зниження викидів NO_x на 60–70% від вихідного (фірма Wartsila вказаний ефект отримала при впорскуванні води приблизно 70% від подачі палива). До недоліків слід віднести погану гомогенізацію палива, збільшену витрату палива (на 5–7% при зниженні емісії NO_x на 60–70%), можливу кавітацію і корозію, велику витрату дистильованої води, яка порівнюється з годинною витратою палива на двигун. Незважаючи на перераховані недоліки, ця система почала застосовуватись на судах (сім суден однієї із суднобудівних компаній Норвегії в 1999 р. були обладнані системою БВВ).

Застосування системи ЗНП. Концепція зволоження наддувного повітря базується на насичуванні наддувного повітря водою. Фірмою MAN розроблена так звана «Патентована система теплообміну», яка знижує, згідно результатам експлуатаційних випробувань, викиди NO_x до 65%. Її ідея полягає в нагріві впорскуваної води для підвищення ступеня насичення. На відміну від ВПЕ система ЗНП може працювати на морській воді.

У системі подачі зволоженого повітря (рис. 12.4) використовується підігрите наддувне повітря, насичене водяними парами, які отримують випаровуванням морської води за допомогою відхідних газів двигуна (іноді — теплоти прісної води із системами охолодження двигуна). Кількість води, яка подається до двигуна, за масою в три рази більше від маси спалюваного палива. Таке співвідношення «вода–паливо» призводить до зниження емісії оксидів азоту на 70...80%.

Перевагами такої системи є можливість використання забортної води та застосування вторинної енергії для її випаровування, а також подачі до циліндра значної кількості водяної пари.

До недоліків слід віднести: збільшення питомої витрати палива, зниження температури відхідних газів (при відношенні «вода–паливо», що дорівнює трьом, температура знижується на 30%), тому їх енергії недостатньо для роботи

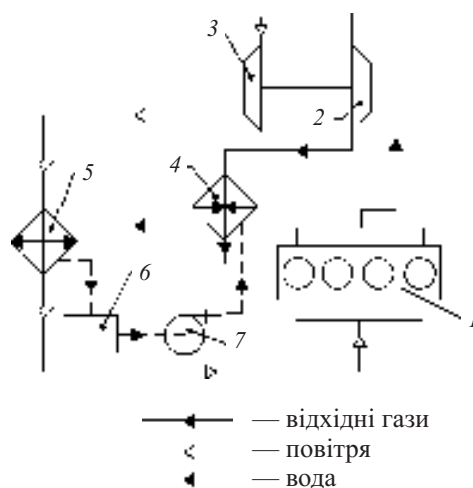


Рисунок 12.4. Схема системи зволоження наддувного повітря:

1 — двигун; 2 — турбіна; 3 — компресор;
4 — підігрівач; 5 — охолоджувач-зволожувач;
6 — рециркуляційна цистерна;
7 — насос

утилізаційного котла; значні маси та габарити системи. Незважаючи на відмічені недоліки, ця система має перспективу завдяки значному потенціалу зі зниження викидів оксидів азоту.

Другим напрямком в групі первинних методів зниження NO_x є рециркуляція відхідних газів (EQR — Exhaust Gas Recirculation). Ідея рециркуляції відхідних газів складається в зменшенні кисню в наддувному повітрі з метою зниження температури згоряння за рахунок того, що частина відпрацьованих газів з випускного колектору подається до продувального ресиверу. Розбавлення наддувного повітря відхідними газами знижує вміст кисню в повітрі з 21% до 13%. Зниження NO_x методом рециркуляції зумовлене наявністю у відхідних газах вуглекислого газу CO_2 з високою теплоємністю (більше, чим у водяній парі), що зменшує температуру в камері згоряння. Поряд із цим, через часткове заміщення відхідними газами повітря в свіжому заряді зменшується концентрація кисню в зоні горіння і менше утворюється NO_x . Для попередження неповного згоряння вмісту кисню в заряді частка газів не повинна перевищувати 15%.

Принципова схема системи рециркуляції відхідних газів наведена на рис. 12.5. Частина відхідних газів відводиться із випускного колектору, охолоджується, пропускається через невеликий компресор для підвищення тиску і поступає в наддувний ресивер. Ступінь рециркуляції можна регулювати, змінюючи витрату газу через турбіну 5.

Експерименти показали, що при ступені рециркуляції відпрацьованих газів 15% зниження утворення NO_x складає 40...50%. Метод EQR знаходиться в стадії проектної розробки. Розглядається варіант його комбінації з методом зволення наддувного повітря.

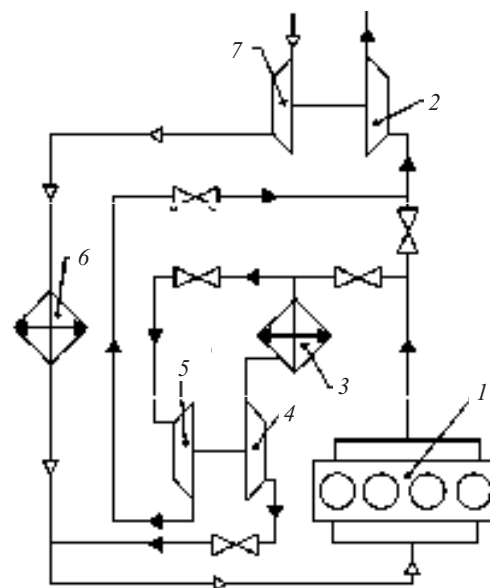


Рисунок 12.5. Система рециркуляції відхідних газів:

1 — двигун; 2 — турбіна; 3 — охолоджувач відхідних газів; 4 — компресор для стиску ВГ; 5 — турбіна; 6 — охолоджувач наддувного повітря; 7 — компресор

Також необхідно зауважити, що рециркуляція відхідних газів приводить до зниження коефіцієнту надлишку повітря, а це викликає підвищення вмісту оксиду вуглецю CO через неповне згоряння палива.

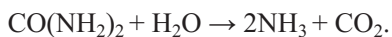
Застосування розглянутих первинних методів зниження викидів реально може забезпечити зниження емісії NO_x на 30...50%. Для того, щоб енергетичні установки суден, які на сьогодні будуються або лише проектується, відповідали жорстким вимогам, встановленим Додатком VI до MARPOL (нагадаємо, що вже на 2016 рік рівнем Tier 3 передбачено обмеження NO_x — 3,4 г/кВт·год), безперечно необхідно застосування вторинних методів або їх поєднання з первинними.

В даний час пропонується лише одна технологія із вторинних методів для зни-

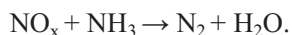
ження викидів NO_x — селективне каталітичне очищення відхідних газів (SCR — Selective Catalytic Reduction), яке є самим надійним і перевіреним методом, що дозволяє знизити викиди NO_x до 90%. Суть SCR в тому, що відпрацьовані гази пропускаються через реактор, який містить каталізатор.

В основі процесу селективного каталітичного відновлення (SCR) лежить використання каталізатора для перетворення оксидів азоту NO_x в азот N_2 та воду за допомогою газоподібного аміаку NH_3 . Але слід пам'ятати про те, що аміак є шкідливою речовиною, яка потребує обережного поводження для запобігання серйозної шкоди для здоров'я людей і навколишнього середовища. Тому було запропоноване використання водного розчину сечовини в якості джерела для отримання NH_3 . Сечовина нешкідлива, а транспортування і використання її водного розчину не вимагає особливих запобіжних заходів. В даний час розчин сечовини з концентрацією 32,5 або 40% успішно використовується в системах SCR в сухопутних і морських транспортних засобах.

Каталітична реакція протікає в два етапи. На першому етапі сечовина, попадаючи в потік гарячих газів, реагує з водою, що міститься в розчині сечовини і у відпрацьованих газах, розкладаючись на аміак і диоксид вуглецю:



Власне процес відновлення NO_x протікає при участі титанованадієвого каталізатора, де за допомогою аміаку оксиди азоту перетворюються в азот і воду:



Перевищення подачі сечовини над стехіометричною нормою викликає витік аміаку за межі системи. Такий витік

екологічно небезпечний і недопустимий, тому необхідно ретельно дозувати подачу сечовини.

На відміну від автотракторних ВОД, які працюють на дизельному паливі, застосування SCR в суднових МОД та СОД, які працюють на важких паливах, пов'язане з додатковими проблемами.

Мазут може вміщувати в своєму складі значну кількість золи і сірки. Зола забруднює шари каталізатора, тому з нею треба боротися для запобігання каталітичного перетворювання. Для цього є два способи: збільшення зазорів між шарами або застосування повітродувки для видалення сажі.

Друга проблема полягає у великому вмісті сірки у важких паливах. Якщо температура газу падає нижче певного значення, що залежить від вмісту сірки в паливі, аміак вступає в реакцію з оксидами сірки, утворюючи сульфат амонію, який представляє собою щільну масу, яка покриває поверхню каталізатора. При цьому, ефективність відновлення NO_x падає.

Ефективне зниження викидів NO_x до 95% порівняно з базовим (безкаталітичним) варіантом при застосуванні SCR може бути гарантоване лише у вузькому діапазоні температур відпрацьованих газів (у температурному вікні) — 300...400°C. Як встановлено експериментальними дослідженнями, якщо температура буде вищою за встановлені межі, NH_3 буде згоряти раніше, ніж вступить в реакцію з NO_x . При температурі, нижчій за 300°C, швидкість реакції буде значно меншою, внаслідок чого конденсація сульфатів амонію буде руйнувати каталізатор.

Розташування SCR-реактора залежить від типу двигуна. Зважаючи на обмежене «температурне вікно», в межах якого забезпечується ефективне використання

SCR-реактора у складі енергетичних установок із СОД, температура випускних газів яких достатньо висока, реактор розміщують за турбокомпресором. В МОД, в яких температура відхідних газів значно нижча, SCR-реактор доводиться розміщувати до ТК, що приводить до виникнення низки експлуатаційних проблем: погіршення характеристик системи наддуву ДВЗ через значний об'єм реактора; зниження надійності турбіни через протікання аміаку, що не прореагував; попадання до проточної частини каталізаторного пилу. Частковому вирішенню цих проблем сприяє застосування у складі МОД із SCR високоефективних турбокомпресорів або, у разі необхідності, додаткових електропривідних компресорів.

На основі узагальнення досвіду фахівці вважають, що на ближні роки для суднових дизельних установок для зниження NO_x слід віддавати перевагу первинним методам, а вторинні методи у вигляді SCR через високу ціну і громіздкість використовувати лише в необхідних випад-

ках для суден, що експлуатуються в акваторіях морів з підвищеними вимогами до гранично допустимого вмісту оксидів азоту NO_x .

Ще одна можливість виконати нормативні вимоги ІМО одночасно за NO_x та SO_x є у використанні природного газу. Він практично не вміщує сірки, а викиди NO_x є суттєво нижчими. Це дозволяє виконати нормативні вимоги Tier 3 за NO_x для суднових ДВЗ шляхом їх переведення на газоподібне паливо. Але є одна перешкода — для зберігання газового палива треба приблизно в 2–3 рази більше місця, ніж для мазуту. Тому використання чисто газового палива на звичайних транспортних судах достатньо проблематичне. Одним із варіантів розумного компромісу з урахуванням роботи в зонах ЕСА і за їх межами є використання газодизельного циклу. Для зниження об'ємів, що займає газове паливо, розглядаються варіанти використання зрідженого природного газу (LNG), так як об'єм газу при зрідженні зменшується більше, ніж в 600 разів.

Завдання та запитання для самоконтролю

1. Перерахувати основні напрямки вирішення екологічних проблем суднових ДВЗ.
2. Які існують методи зниження шуму і вібрації суднових ДВЗ?
3. Назвіть причини виникнення димності суднових ДВЗ та способи їх усунення.
4. Які ви знаєте шкідливі викиди суднових ДВЗ?
5. Перерахуйте вимоги нормативних документів до рівня шкідливих викидів від суднових ДВЗ.
6. Назвіть основні методи зниження викидів оксидів сірки.
7. Що таке «первинні» й «вторинні» методи зниження викидів оксидів азоту?
8. Порівняйте різні методи зниження рівня викидів оксидів азоту й виявте найбільш доцільні.

ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ СДВЗ

У даній главі наведені основні рекомендації, які треба враховувати при проектуванні суднових двигунів.

Слід усвідомити, що у зв'язку з бурхливим розвитком комп'ютерних технологій значно змінюються і методи організації проектування двигунів. Особливо це стосується перших етапів проектування, тобто при знаходженні оптимальних рі-

шень при створенні конструктивних схем для основних вузлів та деталей.

Якщо раніше правильність рішення підтверджувалась після створення реальної конструкції «в металі», то у теперішній час ця робота покладається на комп'ютери, які досліджують моделі процесів в двигунах та моделі напруження окремих деталей при роботі двигуна.

13.1 Основні етапи проектування та створення двигунів

Технічне завдання (ТЗ)

На цьому етапі визначаються основні вимоги, яким повинен відповідати проектуємий двигун. ТЗ включає:

- тип двигуна (двотактний, чотири-тактний);
- потужність двигуна, яка задовольняє замовника;
- маса та габаритні розміри;
- економічність по ПММ;
- ресурс роботи до першої переборки двигуна;
- загальний ресурс роботи;
- екологічність;

- рівень акустичного шуму та інше (за згодою замовника).

Ескізне проектування (ЕП)

ЕП включає:

- вибір двигуна-прототипу, на який орієнтуються майбутні інженерні рішення;
- розробка декількох конструктивних схем побудови остова двигуна (архітектурна структура);
- розробка конструктивних схем найбільш важливих вузлів та деталей двигуна (деталі остова, КШМ, механізму газорозподілу та ін.);

- ескізна проробка схем систем, що обслуговуються при роботі двигуна;
- попередні (ескізні) розрахунки основних деталей двигуна на міцність;
- розрахунки основних параметрів систем (паливна, змащування, охолодження та ін.).

Технічне проектування (технічний проект) (ТП)

ТП включає:

- більш детальну проробку окремих вузлів двигуна;
- розробку принципів схем та уточнення основних їх параметрів;
- проведення розрахунків робочого процесу, динаміки двигуна та розрахунок на міцність найбільш важливих деталей двигуна, використовуючи більш сучасні методики;
- розрахунок систем;
- складання відомостей матеріалів та стандартних виробів, які треба замовити для можливого виготовлення та комплектації розроблених вузлів;
- розробка програмного забезпечення для проведення оптимізаційних рішень.

Робоче проектування (робочий проект), (РП)

За час робочого проектування створюються робочі креслення деталей двигуна, які використовуються для виготовлення деталей. У період цього етапу ведеться технологічна підготовка виробництва (обладнання, пристрої та інше).

Виготовлення експериментальних зразків двигунів. Цей етап включає:

- складання окремих вузлів та двигуна в цілому;
- перевірку правильності проектування та складання;
- регулювання двигуна;
- проведення доводочних випробувань;
- написання звіту за результатами доводочних випробувань.

Заводські випробування (ЗВ)

Цей етап включає:

- написання програм заводських випробувань;
- проведення заводських випробувань;
- написання заключного Акту за результатами заводських випробувань.

Акт повинен містити дані за результатами випробувань та рекомендації про можливість (або неможливість) проведення міжвідомчих випробувань.

Міжвідомчі випробування (МВ)

Цей етап включає:

- створення міжвідомчої комісії, в яку входять представники всіх організацій, які зацікавлені у виробництві такого двигуна;
- написання Програми МВ та проведення випробувань;
- написання заключного Акту за результатами проведення міжвідомчих випробувань, в якому обов'язково повинно бути рішення про можливість розпочати серійне виробництво двигунів, що підтверджено міжвідомчими випробуваннями.

13.2 Основні вимоги при проектуванні та створенні судових ДВЗ

Паливна економічність. Слід орієнтуватися на досягнення у цьому питанні сучасних двигунів (табл. 13.1).

Витрати масла. При проектуванні двигунів слід брати до уваги дані, які наведені у табл. 13.2.

Таблиця 13.1

Діаметр циліндра D , м	Питома витрата палива, кг/(кВт · год.)				
	> 0,9	0,9...0,6	0,6...0,3	0,3...0,2	< 0,2
МОД	0,153...0,165	0,16...0,17	0,17...0,18	0,175...0,185	—
СОД	—	—	0,175...0,18	0,180...0,190	—
ВОД	—	—	—	0,215...0,230	0,23...0,26

Примітка. Питома витрата палива віднесена до умовного палива ($Q_H = 42700$ кДж/кг).

Таблиця 13.2

Діаметр циліндра D , м	Питома витрата масла, кг/(кВ · год.)									
	*	**	*	**	*	**	*	**	*	**
> 0,9										
МОД	0,006	0,0004	0,0007	0,0004	0,0007	0,0004	0,0008	0,0004	—	—
СОД	—	—	—	0,0007	—	0,0008	—	0,001	—	—
ВОД	—	—	—	—	—	—	—	0,0015	—	0,0025

Примітка. * — циліндрове (лубрикаторне) масло;

** — циркуляційне масло.

Надійність двигуна. Визначається можливість двигуна зберегти працездатність в указаний термін роботи. Наприклад, час до першої переборки:

для МОД складає 15...20 тис. год.;

для СОД — 10...15 тис. год.;

для ВОД — 3,0...10 тис. год.

Повний ресурс роботи.

Для МОД складає 120...150 тис. год.

Для СОД — 40...60 тис. год.

Для ВОД — 10...20 тис. год.

Примітка: у всіх випадках повний ресурс роботи не повинен перебільшувати ресурс, на який розрахований об'єкт, де встановлюється двигун.

Ремонтпридатність. Цей показник визначає можливість проведення ремонту при найменших витратах часу та коштів, які приходить нести при ремонті двигуна. Найбільш бажаний метод ремонту при цьому є агрегатний або великовузловий спосіб заміни (у випадках, коли це є можливим).

Умови експлуатації. Конструкція головних та допоміжних двигунів повинна зберігати надійну роботу двигуна:

при короткочасному крені до $\pm 15^\circ$;

при довготривалому крені до $\pm 10^\circ$;

при короткочасному диференті до $\pm 7,5^\circ$;

при довготривалому диференті до $\pm 5^\circ$.

Головні суднові двигуни з прямою передачею потужності повинні забезпечувати надійну роботу на протязі всієї робочої ділянки гвинтової характеристики.

Кількість робочих циліндрів. З метою здешевлення обслуговування при експлуатації бажано мати мінімальну кількість циліндрів, однак для суднових двигунів мінімальна кількість циліндрів визначається вимогами окремих класифікаційних морських товариств.

У випадку, коли двигун пускається в роботу за допомогою стиснутого повітря, мінімальна кількість циліндрів повинна бути:

для двотактних двигунів — не менше чотирьох;

для чотиритактних двигунів — не менше шести.

Частота обертів.

Для МОД слід приймати якомога знижену частоту, яка відповідає проектним характеристикам судна.

Для СОД та ВОД (у складі дизель-генераторів перемінного струму) частота обертів повинна бути 500, 750, 1000, 1250, 1500 хв.⁻¹.

Час реверсування. Для суднових ДВЗ час не повинен перевищувати 15 с.

Захист двигуна. Судновий двигун повинен мати захист від неприпустимого збільшення робочих параметрів.

Основні параметри, які потребують обмеження:

частота обертів;

тиск масла;

температура охолоджувальної рідини.

Кількість таких параметрів може бути збільшена в залежності від типу двигуна.

Рівень шуму. З урахуванням санітарних норм та вимог Правил Регістра Судноплавства рівень шуму двигуна не повинен перевищувати 95 дБ. Якщо рівень шуму перевищує цю норму, слід знайти засоби його зменшення (використання спеціальних приміщень, наприклад, ЦПУ, шумозахисні покриття та ін.).

Проведення мінімізації питомої поверхні охолодження циліндра для довгоходових МОД

В останні роки створені нові суднові двигуни, які характеризуються значними досягненнями у частині паливної економічності. За 15–20 років ефективний ККД суднових двигунів виріс на 10...12%, що є дуже суттєвим досягненням, у першу чергу це відноситься до головних суднових МОД. Практично у частині економічності досягнута межа

з удосконалення робочого процесу, системою, які обслуговують двигун, та ін.

Однак, ще не всі шляхи з підвищення економічності використані у повній мірі. У першу чергу це стосується оптимізації співвідношення між основними розмірами циліндра (D , S).

Сутність такої оптимізації полягає у тому, щоб знайти відношення S/D , при якому на ланці найбільшого тепловиділення ($y-z$, рис. 5.6), відношення теплопередаючої поверхні до об'єму робочого тіла буде найменшим, що приведе до зменшення основних теплових втрат із циліндра.

Є очевидним, що при різних співвідношеннях S/D буде змінюватись відношення поверхні охолодження до об'єму ($\beta = \frac{F_{\text{охл}}}{V_{\text{ц}}}$), який вона формує. Треба знайти таке співвідношення S/D , коли питома поверхня охолодження досягне мінімуму ($\beta = \beta_{\text{min}}$). Тобто повстає питання проведення мінімізації питомої поверхні охолодження.

Процес мінімізації найбільш доцільний для довгоходових головних МОД. Пояснимо, які основні фактори слід врахувати при проведенні мінімізації і який порядок проведення розрахунків:

1. Проведення мінімізації можливо для будь-якого реального двигуна.

2. Єдина умова для всіх варіантів — зберегти сталим робочий об'єм циліндра.

3. Вхідні дані для розрахунків наступні:

D_6 — діаметр циліндра базового двигуна;

S_6 — базовий хід поршня;

ϵ_d — дійсна ступінь стиску;

ψ_s — частка втраченого ходу базового двигуна (для двотактних двигунів);

ρ — ступінь попереднього розширення (із розрахунку робочого циклу).

Для двигуна S50MC-C8-ТІІ вихідні дані такі: $D_6 = 0,5$; $S_6 = 2,0$; $\epsilon_d = 15$; $\psi_s = 0,08$; $\rho = 1,6$.

При проведенні мінімізації значний вплив на її результат має геометрична форма камери стиснення (згоряння), яка може мати різні форми.

У наведених варіантах розрахунків використовуються три найбільш поширені форми камери стиснення (рис. 13.1).

Камера стиснення у формі кулі з деякими допущеннями характерна для судових МОД з прямоточно-клапанною системою продування.

Для визначення об'єму та площі охолодження частини камери стиснення (рис. 13.1, б), яка занурена у поршень або у кришку циліндра, слід скористатись рис. 13.2.

$$h_k \approx 0,1 \cdot D;$$

$$V_k = \frac{\pi \cdot h_k \cdot (0,75 \cdot D + h_k^2)}{6};$$

$$F_k = \pi(0,25 \cdot D^2 + h_k).$$

Для двигуна S50MC-C8-ТІІ проведена операція мінімізації для трьох камер стиснення, а її результати наведені на рис. 13.3 у вигляді графіків.

Як показали розрахунки, для даного типу двигунів камера стиснення у вигляді циліндра взагалі є непридатна, тому що питома поверхня охолодження має найбільшу величину ($\beta \approx 27 \text{ м}^{-1}$), а при дій-

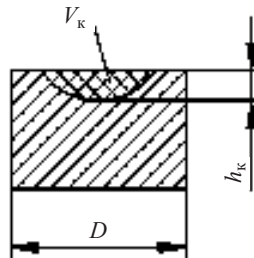


Рисунок 13.2. До визначення h_k , V_k , F_k :

h_k — глибина занурення півкульової частини камери стиснення у поршень; V_k — об'єм частини камери стиснення, яка занурена у поршень; F_k — поверхня охолодження зануреної частини камери стиснення

сній кульовій камері складає $\beta \approx 20 \text{ м}^{-1}$. Одночасно бажане співвідношення складає $\beta \approx 6,29 \text{ м}^{-1}$, а дійсне — $\beta \approx 5 \text{ м}^{-1}$.

Такі розрахунки вказують, що бажане відношення відрізняється від дійсного на 25%, а питома поверхня при цьому відрізняється усього на 2%. Це свідчить, що запропонований спосіб мінімізації можна рекомендувати для практичних розрахунків.

Вимоги до конструкції остова

Для МОД основні деталі остова виготовляються у вигляді зварно-литих конструкцій. Основне призначення рами — укладання колінчатого вала. Картер

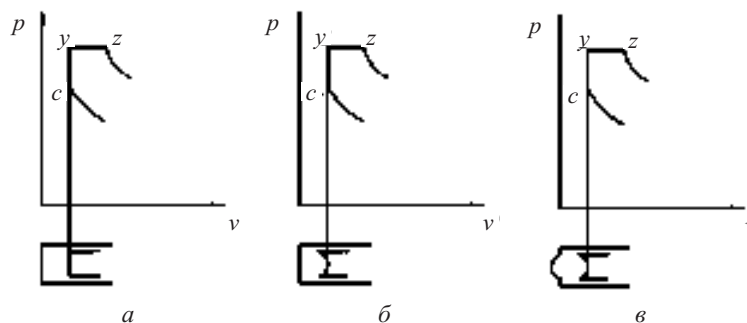


Рисунок 13.1. Найбільш характерні форми камер стиснення судових МОД:

а — циліндрична; б — півкульова; в — кульова

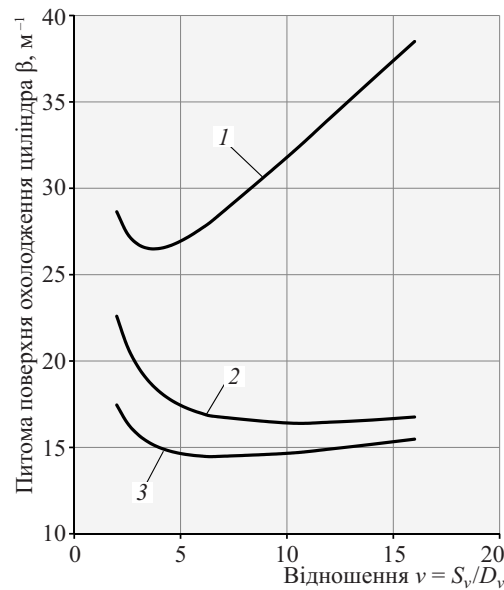


Рисунок 13.3. Залежність питомої поверхні охолодження з різними формами камери стиснення для двигуна S50MC-C8-ТП:

1 — циліндрична; 2 — напівкульова; 3 — кульова

повинен містити запобіжний клапан на випадок можливого вибуху маслоповітряної суміші. Блок циліндрів сучасних двигунів має зменшений розмір по висоті, що пов'язано з особливим розташуванням циліндрових втулок. Як правило, втулки циліндрів є частково виносними, тобто значна частина втулки виходить за межі блока циліндрів. У виносній частині втулки формується порожнина для проходження охолоджувальної рідини. Матеріал втулки циліндрів — чавун; кришка циліндрів — сталева, має канал для охолодження. На кришці розташовані форсунки, арматура та випускний клапан. Рама, картер та блок циліндрів стягуються анкерними пов'язями. У сучасних МОД на кожен циліндр припадає вісім пов'язей замість чотирьох у двигунів старих моделей. Герметичність з'єднання між втулкою циліндрів та

кришками забезпечується, як правило, без спеціальних прокладок, а шляхом притирання втулки до кришки.

СОД, ВОД мають схожі принципи побудови деталей остова, однак є свої особливості:

- як правило, це безрамні конструкції з укладанням колінчатого вала в підшипниках, які розташовані в картері;
- картер та блок циліндрів об'єднані в єдину конструкцію;
- у потужних СОД втулки циліндрів мають частково виносну конструкцію;
- при розмірі циліндра менше, ніж 200 мм, кришки циліндрів об'єднані в одну конструкцію;
- спосіб виготовлення деталей — зварні або литі;
- матеріал деталей — частіше чавун (ВОД) або сталь — для потужних СОД.

Вимоги до конструкції деталей КШМ

Колінчатий вал

— розміри колінчатих валів повинні обов'язково розраховуватись на відповідність вимогам Правил Морського Регістру;

— матеріал колінчатих валів — сталь або в окремих випадках чавун;

— спосіб виготовлення — зварювання окремих частин (щоки, шийки) для крупних двигунів, або методом кування;

— підшипники колінчатого вала — у вигляді сталевих (бажано тонкостінних) вкладишів з антифрикційним покриттям;

— у всіх випадках, коли дозволяє технологія виготовлення та якість монтажу, необхідно перейти на тонкостінні вкладиші; для тонкостінних вкладишів товщина сталеві основи складає приблизно (0,03...0,05) від діаметра шийки. Такі вкладиші є більш гнучкими, а тому ма-

ють більш значний ресурс роботи, тому що краще прилягають до поверхні, в якій вони розміщуються.

Шатун

Особливості шатунів такі:

- слід відмовитись від вілчастої форми верхньої головки шатуна з метою збільшення опорної поверхні головного підшипника;

- у тронкових двигунів верхня головка шатуна, як правило, не має роз'єму, а в якості підшипника монтується бронзова втулка; в якості підшипника нижньої головки шатуна служить тонкостінний вкладиш;

- кріплення кришки нижньої голівки шатуна виконується за допомогою чотирьох болтів;

- для тронкових двигунів нижня головка шатуна робиться від'ємною від стержня. Це рішення є вимушеним у зв'язку зі значним зростанням тиску на мотильову шийку, що потребує збільшення її діаметра; а це, в свою чергу, робить неможливим проходження головки в отвір втулки циліндра при демонтажі поршня.

Крейцкопф

Особливості сучасних крейцкопфних механізмів:

- основною деталлю крейцкопфа є жорстка коробчаста конструкція, яка одночасно виконує роль повзунів;

- друга найбільш важлива деталь — поперечник, до якого з одного боку кріпиться жорстко за допомогою фланця шток, а з іншого — шарнірно кріпиться верхня головка шатуна; слід звернути увагу, що більш ранні конструкції цього вузла мали зовсім іншу конструкцію у вигляді вілчастої схеми, що збільшувало тиск на опорну поверхню головного підшипника.

Шток

Особливості цієї деталі такі:

- це двохтрубна конструкція, яка окрім основного призначення (передача зусилля) виконує підвід до поршня та відвід від поршня охолоджувальної рідини;

- особливість штока — жорстке кріплення до поршня та до поперечини крейцкопфа.

Поршень

Особливості поршня тронкового двигуна:

- з'єднання з верхньою головкою шатуна проводиться через циліндричний палець плаваючого типу або через кульову опору; кульова опора гарантує більш тривалий ресурс роботи цього з'єднання;

- матеріал поршня — або повністю чавунний, або зі сталлюю головою;

- кількість компресійних кілець — не більше трьох;

- кількість маслорозподільних кілець — не більше двох;

- кільця повинні мати покриття для зменшення зносу;

- зносостійкість кілець повинна значно зменшитись по відношенню до швидкості зносу циліндрової втулки.

Вимоги до конструкції механізму газорозподілу

Для сучасних МОД використовується механізм газорозподілу, який характерний для прямоточно-клапанної продувки, особливостями якого є:

- гідропневматичне керування роботою клапана;

- механізм роботи клапана повинен мати устрій для можливості повороту клапана під час роботи двигуна.

Вимоги до паливної схеми

При розробці принципової схеми треба обов'язково передбачити систему па-

ливопідготовки, яка гарантує необхідну якість очистки палива, та подавати паливо до паливної апаратури (до паливних форсунок) при гарантованій в'язкості 10...12 сСт. Слід також брати до уваги, що перспективним є електронне керування подачею палива до форсунок.

У зв'язку з появою двигунів з електронною системою керування слід визначити схему подачі палива до форсунок — за допомогою паливних акумуляторів або використання традиційних ПНВТ, які мають гідравлічний привід (за аналогією з випускним клапаном).

Вимоги до системи змащування

При проектуванні систем змащування треба передбачити:

- для головних двигунів слід прийняти схему за принципом «сухий картер»;
- для крейцкопфних двигунів слід передбачити електронне регулювання подачі лубрикаторного масла в залежності від режиму роботи двигуна;
- передбачити постійний контроль за якістю масла у процесі роботи двигунів.

Вимоги до системи охолодження

Звернути увагу на таке:

- перепад температури між виходом та входом води в двигун не повинен перевищувати 8...10°С;
- при тиску наддува більш, ніж 0,3 МПа, охолодження наддувного повітря слід організувати в двох секціях охолоджувача; у першій секції повітря охолоджується за допомогою прісної води, а в другій секції — за допомогою забортної води.

У такому разі охолоджувач буде менше забруднюватись нерозчинними солями.

Більш кращим варіантом буде перехід на систему охолодження з центральним охолоджувачем прісної води, тобто застосувати трьохконтурну систему.

Вимоги до системи повітряного пуску

При проектуванні системи слід брати до уваги наступне:

- подачу пускового повітря у циліндр треба обмежити на ділянці 0,5 хода поршня, що збереже витрату повітря;
- для ВОД треба проробити питання пуску двигунів за допомогою пневмостартера;
- при розробці системи пуску слід ввести допоміжні пристрої з метою скорочення реверсування двигуна до терміну ≤ 15 с.

Вимоги до системи повітропостачання

При розробці цієї системи слід урахувати таке:

- при охолодженні наддувного повітря слід обмежити мінімальну температуру, яка не повинна бути менше, ніж температура точки роси;
- передбачити ефективні вологозатримувачі на виході повітря з охолоджувача повітря;
- рекомендувати встановлювати на двигуні два охолоджувача для підвищення життєздатності двигуна.

Вимоги до системи газовідводу

Потужність сучасних двигунів досягає 100000 кВт, а тиск наддувного повітря досягає 0,4...0,5 МПа. При таких умовах кількість теплової енергії, яку несуть відпрацьовані гази, значно перевищує енергію, яка потрібна для роботи наддувного компресора. Надлишок енергії настільки значний, що з метою утилізації енергії треба розробити спеціальні схеми утилізації, такі як газові та парові турбіни. Частина отриманої енергії може використовуватись для виробництва електричної енергії, а інша частина у вигляді механічної енергії передається на гвинт.

13.3 Принципи побудови систем автоматизованого проектування СДВЗ

Якісне і швидке проектування неможливо без використання сучасних технічних засобів, в основі яких лежить електронна цифрова техніка.

Сучасне проектування суттєво відрізняється від проектування, яке мало місце 15...20 років тому.

На рис. 13.4 та рис. 13.5 наведені блок-схеми при різних підходах до процесу створення двигунів.

Для організації автоматизованого проектування необхідно мати:

- доступ до Internet;
- сучасні ЕОМ;
- програмне забезпечення для виконання креслень;
- програмне забезпечення для обробки і складання текстових документів;
- комплект стандартних програм по різним розрахункам вузлів ДВЗ;

– створити спеціальні програми, які є специфічними для конкретних задач при проектуванні.

Автоматизоване проектування включає:

- пошук та систематизацію інформаційного матеріалу за допомогою мережі Internet;
- створення моделей окремих конструкцій та процесів;
- проведення математичного опису запропонованих моделей;
- проведення ряду розрахунків за створеними моделями і знаходження оптимальних варіантів параметрів, які підтверджують оптимальні параметри або процеси;
- отримання кінцевих оптимальних результатів, використовуючи процеси моделювання; їх необхідно об'єднати в загальну конструкцію двигуна.

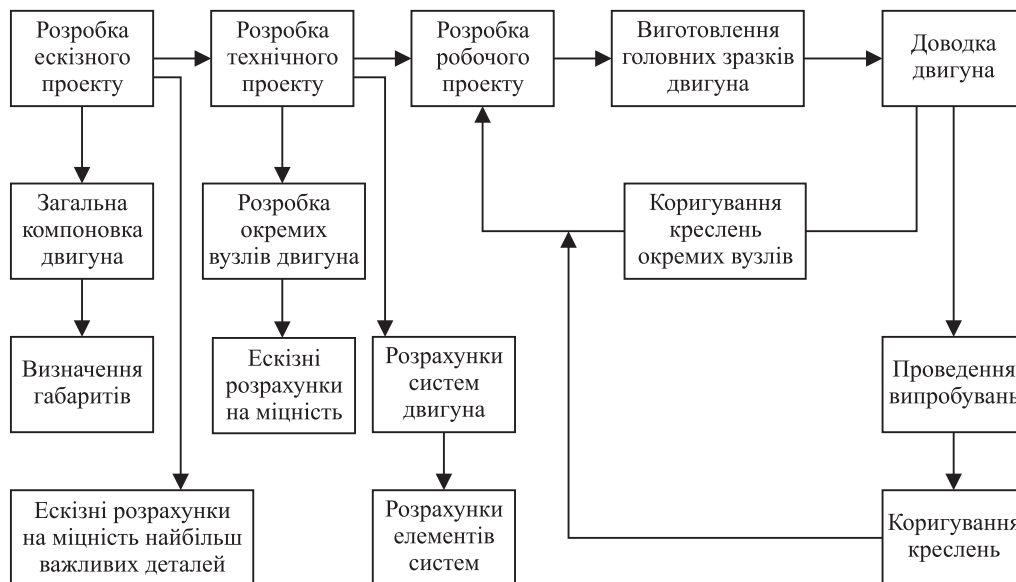


Рисунок 13.4. Блок-схема створення нових ДВЗ при традиційних методах організації проектування

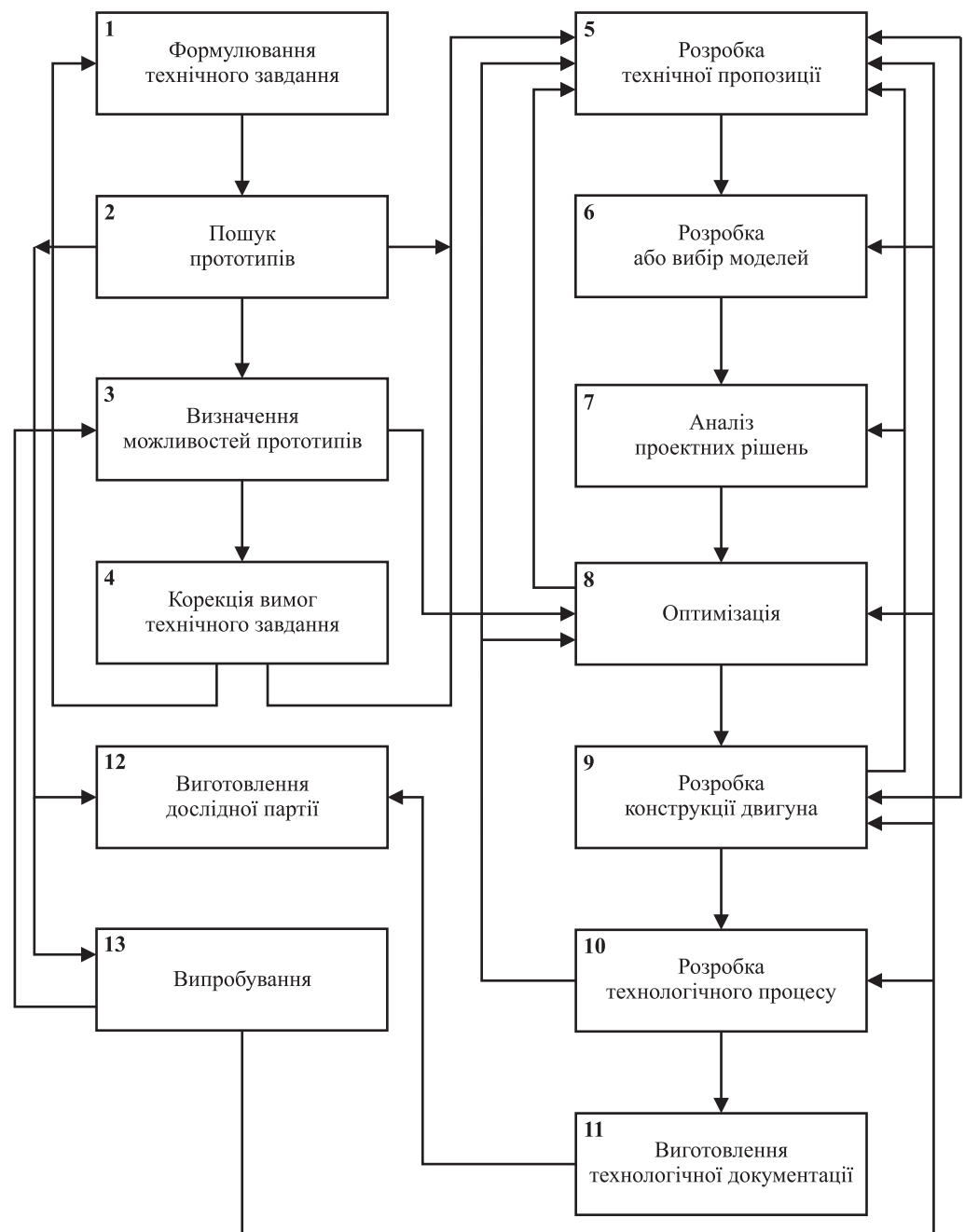


Рисунок 13.5. Узагальнена блок-схема створення двигунів при широкому застосуванні комп'ютерного моделювання процесів і стану окремих деталей

Ефективність системи САПР ДВЗ буде тим вищою, чим менше буде повернень до початкової стадії проектування. Це одна із найважливіших проблем, яка залежить від методології автоматизованого проектування, досконалості математичного забезпечення проектних процедур, ефективного поєднання програмних засобів САПР.

Зараз автоматизоване проектування ДВЗ набуває все більшого розповсюдження. Але повна автоматизація проектування ДВЗ на даному рівні розвитку техніки ще неможлива. САПР ДВЗ є людино-машинною системою, призначеною для вирішення конструкторських і технологічних задач, які виникають в процесі розробки ДВЗ, його систем, механізмів та елементів.

Завдання та запитання для самоконтролю

- 1. Визначте основні етапи проектування СДВЗ.*
- 2. Назвіть основні вимоги при проектуванні та створенні СДВЗ.*
- 3. Визначте основні принципи побудови систем автоматизованого проектування СДВЗ.*
- 4. Визначте переваги та недоліки автоматизованих систем проектування дизельних двигунів.*

ОСНОВИ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ ДВЗ

14.1 Завдання і методи технічної експлуатації дизелів

Під технічною експлуатацією дизелів розуміють сукупність заходів, спрямованих на підтримку і підвищення їх технічного стану, техніко-експлуатаційних та економічних показників. Головним завданням технічної експлуатації дизелів є забезпечення мінімальної питомої витрати палива, високої надійності та великої тривалості їх ефективної роботи на номінальній потужності.

Високого рівня технічного стану дизеля та його експлуатації досягають:

- точним і неухильним виконанням судновим екіпажем при експлуатації дизеля інструкцій заводу-будівельника, «Правил технічної експлуатації», інструкцій, затверджених відповідними відомствами та пароплавством;
- дотриманням встановлених термінів профілактичних оглядів, ревізій та ремонтів дизеля, які виконуються судновою машинною командою та береговою базою технічного обслуговування;
- проведенням планово-попереджувальних заводських ремонтів у терміни, передбачені «Положенням про ремонт суден» та відповідними правилами з технічної експлуатації дизелів.

У комплекс робіт з технічного обслуговування дизелів входить:

- контроль зносів, перевірка і налагодження взаємодії деталей і вузлів;
- перевірка та налагодження обслуговуючих пристроїв і систем;
- перевірка і регулювання робочого процесу дизеля з визначенням його техніко-економічних показників.

Під час профілактичних оглядів розбирають потрібні вузли та пристрої, очищають їх, заміряють зазори, обміряють деталі з метою визначення їх зносу і встановлення необхідності ремонту або заміни. Результати оглядів і вимірів заносять в технічний формуляр механізму.

Огляди здійснюють в обов'язковому порядку незалежно від стану механізму, пристроїв та їх деталей. Порушення періодичності оглядів неприпустимо. Якщо з якихось причин були допущені відступи від встановленої періодичності, то огляд і ремонт здійснюють у найближчий час. Якщо яка-небудь деталь вийде з ладу до терміну проведення профілактики, механізм позачергово виводять з експлуатації та деталь, яка відмовила, ремонтується або замінюється. Решта деталей

механізму профілактичного обслуговування піддаються у встановлені графіком терміни.

Залежно від експлуатаційних умов і трудоемності роботи з усунення пошкодження можлива й інша схема технічного обслуговування механізму: паралельно

із заміною (ремонт) пошкодженої деталі роблять профілактику і деяких інших деталей, термін роботи яких наближається до встановленого. При цьому термін проведення чергового огляду перевірених деталей перепланують і обчислюють з моменту закінчення даної роботи.

14.2 Підготовка і введення дизеля в дію

Підготовка дизелів до дії повинна проводитися відповідно до вимог заводської інструкції з експлуатації.

Розпорядження капітана старшому механіку про підготовку дизелів до роботи має бути дано завчасно з урахуванням часу на підготовку, встановленого заводською інструкцією з експлуатації дизеля.

За розпорядженням старшого механіка підготовка дизелів до дії повинна виконуватись під керівництвом вахтового механіка або особи, в завідуванні якої знаходиться дане устаткування. Одночасно з підготовкою дизеля до дії повинні бути підготовлені механізми відбору потужності, привідні агрегати, редуктори, з'єднувальні муфти, валопровід, а також засоби автоматизації, паливна система, системи охолодження і мащення.

Дизель перед введенням в дію у зимовий час при низькій температурі в машинному приміщенні слід обігріти наявними на судні або у судновласника засобами і прогріти відповідно до вимог заводської інструкції з експлуатації.

До підготовки дизелів до дії необхідно перевірити справність протипожежних, водовідливних і осушувальних засобів, пожежної сигналізації в машинному приміщенні, аварійного освітлення. Крім того, при підготовці головних дизелів перевірити правильність показань машинного телеграфу, справність дії всіх засобів зв'язку машинного приміщення

з рульовою рубкою та іншими постами управління енергетичною установкою.

Підготовка дизеля до дії

Після нетривалої перерви у роботі (не більше 48 годин без проведення ремонтних робіт) необхідно:

- 1) зробити зовнішній огляд дизеля;
- 2) підготувати до дії і перевірити справність механізмів і систем, що обслуговують дизель;
- 3) прокачати і прогріти дизель водою і маслом;
- 4) перевірити справність засобів автоматизації, в тому числі аварійно-попереджувальної сигналізації і захисту, зовнішнім оглядом, за показаннями контрольно-вимірювальних приладів та інших засобів індикації, а також за допомогою пристроїв вбудованого контролю (за наявності);
- 5) повернути колінчатий вал валово-обертним пристроєм або вручну.

При підготовці головних дизелів до дії вахтовий механік зобов'язаний записувати в вахтовий машинний журнал:

- 1) всі команди, отримані від капітана та його вахтових помічників, а також розпорядження старшого механіка;
- 2) час виконання і зміст основних операцій, результати проведених перевірок та замірів.

Про закінчення підготовки головних дизелів до дії вахтовий механік зобов'яза-

ний доповісти старшому механіку і з його дозволу вахтовому помічнику капітана.

Забороняється введення в дію і робота дизелів у випадках:

1) невідповідності характеристик палива і масла зазначеним в інструкції з експлуатації;

2) наявності тріщин у фундаментної рамі, колінчатих валах, шатунах, анкерних пов'язях головних, рамового та мотильового підшипників, а також тріщин, які пропускають воду або масло, на робочих поверхнях блоку, на циліндрах, головках поршнів і кришках циліндрів, несправних турбокомпресорів;

3) розкепів колінчатого вала, що перевищують встановлені норми;

4) несправного стану пускового і реверсивного пристрою; органів газорозподілу і подачі палива; багаторежимного і граничного регуляторів частоти обертання; валобертового пристрою, валопроводу, його підшипників і сальників дейдвуда (для головних дизелів з прямою передачею на гвинт);

5) тиску масла, палива та охолоджуючої води нижче встановленої норми;

6) підпалення або викришування білого металу рамового, мотильового та головних підшипників;

7) несправності запобіжних та захисних пристроїв, сигналізації, редуктора і муфт, системи передпускового прокачування циркуляційним маслом;

8) зносу основних відповідальних деталей, що перевищує гранично допустимі значення, а також відсутності документальних даних про фактичні розміри тертьових деталей і зазори в з'єднаннях;

9) наявності сторонніх стукотів і шумів в дизелі;

10) несправності або відсутності штатних контрольно-вимірювальних приладів, а також наявності приладів, термін дії по-

вірок яких минув, з пошкодженими пломбами або не мають пломб і клеєм організації, що здійснюють повірку;

11) наявності несправностей у системах трубопроводів дизеля;

12) несправності газовипускних колекторів.

При підготовці дизеля до дії після тривалої бездіяльності (більше 48 год.), складання, ремонту та консервації необхідно:

1) провести ретельний зовнішній огляд дизеля і обслуговуючих його механізмів, звернувши особливу увагу на стан вузлів, що піддавалися ремонту;

2) через клапанні або форсункові отвори в кришках оглянути внутрішні порожнини циліндрів, переконатися у відсутності на голівках поршнів сторонніх предметів, палива та води, оглянути через спеціальні лючки випускні та продувні вікна, а також поршневі кільця, повертаючи колінчатий вал дизеля;

3) перевірити затяжку і шплинтовку гайок і болтових з'єднань, звертаючи особливу увагу на стан найбільш відповідальних деталей і частин дизеля (шатунні болти, рамові підшипники, фундаментна рама, маховик та ін.);

4) перевірити наявність і справність всіх штатних контрольно-вимірювальних приладів;

5) оглянути і при необхідності розібрати, прочистити і промити всі фільтруючі елементи;

6) перевірити регулювання всіх елементів газорозподілу і паливоподачі;

7) оглянути відстійні та витратні цистерни палива, переконатися у відсутності в них води і бруду, заповнити цистерни паливом, прокачати паливо через всю систему до повного видалення повітря, перевірити герметичність паливопроводів;

8) переконатися у надходженні палива до паливних насосів високого тиску,

спресувати насоси, перевірити правильність установки нульової подачі палива, поставивши рукоятку поста керування в положення «Стоп»;

9) заповнити систему змащування, лубрикатори та прес-маслянки відповідним маслом і прокачати його до місць змащування;

10) заповнити систему охолодження дизеля водою, переконатися у відсутності пропуску води в картер через ущільнення втулок робочих циліндрів, а також перевірити герметичність всієї системи охолодження;

11) заповнити і прокачати маслом (водою) систему охолодження поршнів і перевірити її герметичність;

12) перевірити всі опорні та упорні підшипники дизеля і валопроводу, залити в них масло до необхідного рівня, перевірити систему охолодження упорних і опорних підшипників;

13) відрегулювати тиск і якість розпилю палива форсунками шляхом їх опресування згідно інструкції з експлуатації;

14) переконатися у відсутності сторонніх предметів, палива, масла, води і бруду у внутрішніх порожнинах газопускового тракту, випускного колектора і ресивера продувального повітря.

Підготовка до дії дизелів після їх складання, ремонту, тривалої бездіяльності в стані консервації повинна проводитись під безпосереднім керівництвом і спостереженням старшого або другого механіків. Розконсервація дизеля повинна проводитись відповідно до заводської інструкції й вказівок з консервації, зберігання та розконсервації дизеля.

Підготовка масляних систем (змащування й охолодження)

Перевірити рівень масла в стічних цистернах або в картерах дизеля і редук-

тора, в маслозбірниках або стічних цистернах турбокомпресорів наддуву, сервомоторах, корпусі упорного та опорного підшипників, лубрикатора, регуляторі частоти обертання. При необхідності поповнити їх маслом до необхідного рівня. Поповнити маслянки ручного змащування, ковпачкові маслянки. Переконатися у відсутності води в циркуляційному маслі. Переконатися в справності пристроїв автоматичного поповнення і підтримки рівня масла в цистернах.

Підготувати до роботи масляні фільтри і маслоохолоджувачі, привести клапани на трубопроводах в робоче положення.

Перед прокручуванням дизеля подати масло в його циліндри, циліндри продувних насосів і в інші місця лубрикаторного змащування, приводячи лубрикатори в дію вручну або незалежним приводом. Подати масло на всі точки ручного змащування.

Підготувати до роботи і пустити автономні масляні насоси дизеля, редуктора, турбокомпресорів. Перевірити дію дистанційного автоматизованого управління основними і резервними насосами, видалити з систем повітря. Прокачати маслом системи змащування дизеля і турбокомпресорів при одночасному повертанні дизеля валобертовим пристроєм (за його відсутності — вручну). Переконатися в наявності необхідного тиску масла в системі за штатними приладами, перевірити надходження масла на всі точки змащування дизеля, а також на охолодження поршнів. Після закінчення прокачування відключити валобертовий пристрій.

В установках з відбором потужності через редуктор підготувати до роботи масляну систему редуктора.

При температурі повітря в машинному приміщенні нижче 15 °С необхідно

підігріти масло. За відсутності спеціальних нагрівальних пристроїв масло нагрівають шляхом прокачування через систему під час прогріву дизеля парою або водою від працюючих дизелів. Температура масла при цьому не повинна перевищувати 45 °С.

Підготовка системи водяного охолодження

Підготувати до роботи фільтри, водоохолоджувачі і водопідігрівачі, встановити клапани та крани на трубопроводах в робоче положення і перевірити їх справність в дії. Перевірити рівень води в розширювальній цистерні контуру прісної води і в цистернах автономних систем охолодження поршнів і форсунок. Підготувати до роботи і включити автономні насоси системи прісної охолоджуючої води (циліндрів, поршнів, форсунок і т. д.). Насоси повинні працювати протягом усього часу підготовки дизеля. Підготувати до роботи і включити насос системи заборотної охолоджуючої води для водо- та маслоохолоджувачів. Насос повинен працювати тільки протягом часу, достатнього для перевірки справності системи і насоса (якщо він не призначений для обслуговування інших споживачів). Перевірити дію дистанційного автоматизованого управління основними і резервними насосами. Довести тиск води до робочого, випустити з системи повітря.

При прокачуванні системи охолодження циліндрів, поршнів необхідно підтримувати температуру охолоджуючої води від 45 до 55 °С, а води охолодження форсунок — від 60 до 80 °С. При охолодженні дизеля заборотною водою (одноконтурна система) встановити клапани на трубопроводах в робоче положення, включити автономний насос, прокачати дизель заборотною водою до повного витіснення повітря з системи.

При прогріванні дизеля парою необхідно попередньо переконатися в тому, що всі порожнини охолодження заповнені водою. Тиск пари в цьому випадку не повинен бути вище 0,25 МПа, подача пари здійснюється в нижню частину блоку. Прогрів дизеля тільки парою при незаповнених водою порожнинах забороняється.

Підготовка паливної системи

Перевірити наявність палива у витратних цистернах, видалити відстій води, перевірити чистоту фільтрів, заповнити трубопровід паливом до повного витіснення повітря з системи. Переконалися в справності аварійно-попереджувальної сигналізації при мінімальному рівні палива у витратній цистерні.

Встановити в робоче положення клапани на трубопроводах від витратної цистерни до дизеля, повернення палива від насосів дизеля, охолодження форсунок паливом і перевірити їх справність в дії. Якщо температура повітря в машинному приміщенні перевищує температуру застигання палива менше ніж на 15...20 °С, то паливо у витратних цистернах і трубопроводах необхідно підігріти за допомогою системи обігріву.

Підготувати до роботи і пустити автономні насоси: паливopідкачувальний та охолодження форсунок паливом, при необхідності видалити з трубопроводів повітря, довести тиск палива до робочого, переконалися у справності насосів і систем. Якщо проведена заміна паливних насосів, форсунок або паливних трубопроводів, необхідно прокачати вручну паливні насоси через відкриті контрольні крани форсунок до повного витіснення повітря. Після закриття контрольних кранів знову прокачати паливо до початку значного опору переміщенню важеля ручної прокачування. Опір переміщенню важеля свідчить про відсутність повітря

в системі. Переконавшись у відсутності заїдання паливної рейки з відключеними тягами регулятора.

При роботі дизеля на паливі з підвищеною вихідною в'язкістю необхідно:

1) підігріти паливо в трубопроводах і у витратних цистернах паливної системи, при цьому максимальна температура підігрітого палива в ємностях, поєднаних з атмосферою, повинна бути не менше ніж на 10 °С нижче температури спалаху, зазначеної в паспорті палива;

2) підготувати до роботи пристрої гомогенізації (за їх наявності), сепарації і фільтрації палива, регулятори в'язкості відповідно до інструкцій;

3) ввести в дію і перевірити працездатність віскозиметра;

4) пуск і прогрів дизеля здійснювати на паливі, що не вимагає підігріву, якщо це обумовлює інструкція з експлуатації.

Підготовка систем пуску, продувки, наддуву і випуску

Видалити з балонів пускового повітря конденсат і масло шляхом продувки, перевірити тиск у балонах. Підготувати до роботи і пустити компресор, переконавшись в його нормальній роботі. Перевірити систему управління компресорами. Поповнити балони повітрям. Проконтролювати, щоб температура стисненого повітря перед надходженням в балони була вище 40 °С.

Перевірити справність дії пускового пристрою, встановити органи управління пуском в положення «Стоп».

Плавню відкрити запірні клапани подачі повітря від балонів до посту управління і головного пускового клапана.

Для дизелів з електростартерним пуском перевірити зарядженість акумуляторних батарей і при необхідності провести їх підзарядку.

При необхідності видалити воду і масло з ресивера продувального повітря,

впускного і випускного колекторів, підпоршневих порожнин продувних насосів, повітряних порожнин повітроохолоджувачів, газових і повітряних порожнин турбокомпресорів. Перевірити і пустити в хід автономні продувні насоси.

Перевірити наявність масла у ваннах підшипників, справність фільтрів і роботу масляних насосів. Звернути увагу на чистоту і кріплення фільтра-забірника повітря. Переконавшись, щоб при роботі турбіни ніякі сторонні предмети не могли потрапити всередину.

Відкрити всі пристрої, що закривають випускний трубопровід. На суднах, де випускний трубопровід розташований поблизу або нижче ватерлінії, зовнішній запірний пристрій відкривається одночасно з пуском дизеля. Порядок пуску в цьому випадку повинен бути обговорений спеціальною інструкцією, розробленою відповідною механічною службою судновласника.

Провертання і пробні пуски дизеля

Перед введенням в дію дизеля необхідно:

1) повернути дизель валообертовим пристроєм (вручну) на 2–3 оберти при відкритих індикаторних кранах (декомпресійних клапанах);

2) повернути дизель стисненим повітрям (стартером) при відкритих індикаторних кранах (декомпресійних клапанах);

3) провести пробні пуски на паливі.

При повертанні дизеля валообертовим пристроєм (вручну) або повітрям (стартером) повинна бути включена масляна система, а при пробних пусках також і система охолодження. Для дизелів і дизель-генераторів з автоматичним або дистанційним пуском, які перебувають у гарячому резерві, відповідно з періодичністю, встановленою інструкцією з експлуатації, перевіряти автоматичний

або дистанційний пуск. За наявності системи ДАУ або ДУ управління дизельною установкою має бути випробувано з машинного приміщення або ЦПУ і передано вахтовому помічнику капітана для перевірки дії системи з рульової рубки.

Перед прокручуванням дизеля валобертовим пристроєм необхідно перекоонатися в наступному:

- 1) рукоятка керування дизелем встановлена в положення «Стоп»;
- 2) клапани пускового повітря на балонах і трубопроводі закриті;
- 3) індикаторні крани (декомпресійні клапани) відкриті.

Провертання і пробні пуски головних дизелів дозволяється проводити в установках:

- 1) з прямою передачею потужності на гребний гвинт за відсутності роз'єднувальних муфт — тільки після дозволу капітана або його вахтового помічника;
- 2) з передачею потужності на гвинт через роз'єднувальний муфту при відключеній муфті — без спеціального дозволу вахтового помічника капітана.

Провертання і пробні пуски дизель-генераторів необхідно проводити з відомою особи, відповідальної за експлуатацію електрообладнання.

При провертанні дизеля валобертовим пристроєм необхідно стежити за відсутністю пропусків води, палива і масла в місцях ущільнення деталей і систем трубопроводів дизеля. Під час провертання дизеля стежити за показаннями амперметра за навантаженням електродвигуна валобертового пристрою. При значеннях споживаного струму, що перевищують допустимі, і різких коливаннях стрілки амперметра негайно зупинити валобертовий пристрій, з'ясувати причину і усунути несправність. Категорично забороняється прокручування до усунення несправностей. Перекоонатися

у відсутності в циліндрах води, масла, палива.

В установці з дизелями, що працюють на гвинт через роз'єднувальні муфти на лінії валопроводу, по закінченні провертання дизеля і отримання дозволу вахтового помічника капітана включити валобертовий пристрій і повернути його. Провертання дизеля стисненим повітрям необхідно проводити при відкритих індикаторних кранах (декомпресійних клапанах), спускних кранах ресивера продувального повітря і випускного колектора. Перекоонатися в справності дизеля і турбокомпресора.

Перед пуском головного дизеля, що працює на гвинт регульованого кроку (ГРК), необхідно перевірити наявність масла в установці, перевірити в дії систему управління ВРШ. Перекоонатися в тому, що покажчики кроку гвинта на всіх положеннях керування узгоджені і час перекладки лопатей відповідає зазначеному в інструкції з експлуатації.

У дизель-електричних установках, а також в установках, що працюють на гребний гвинт через роз'єднувальні муфти, після провертання повітрям при включених роз'єднувальних муфтах слід провести пробний пуск дизеля на паливі.

Пробний пуск дизеля на паливі необхідно проводити при закритих індикаторних і спускних кранах (декомпресійних клапанах). Перекоонатися в справності систем пуску і реверсу, роботі всіх циліндрів, відсутності сторонніх шумів і стукотів.

У дизелів, які мають установки ДАУ і ДУ, пробні пуски необхідно провести (після випробування з постів управління місцевого та ЦПУ) з рульової рубки.

Якщо підготовлений дизель не вводиться в роботу тривалий час і повинен знаходитися в постійній готовності, необхідно кожну годину, за погодженням

з вахтовим помічником капітана, провертати двигун валообертовим пристроєм (вручну) з відкритими індикаторними кранами (декомпресійними клапанами).

Пуск дизеля

Пуск головного дизеля повинен здійснюватися відповідно до вимог заводської інструкції з експлуатації.

Безпосередньо після пуску дизеля вахтовий механік повинен перевірити показання всіх контрольно-вимірювальних приладів. У першу чергу перевірити і, у разі необхідності, відрегулювати тиск масла в системі змащування й охолодження, тиск палива після підкачувального насоса. Переконатися у відсутності ненормальних шумів і стукотів. При виявленні неполадок в роботі дизеля при пуску вахтовий механік зобов'язаний доповісти про них вахтовому помічнику капітана та старшому механіку, одночасно вжити заходів для якнайшвидшого усунення неполадок або, якщо це необхідно, зупинити дизель.

Після пуску дизеля, обладнаного засобами автоматизації, переконатися в правильності їх функціонування за сигнальними лампами виконавчої сигналізації та засобами контролю (місцевого та дистанційного).

При пуску дизеля за допомогою електростартера включити свічки накаливання (за їх наявності) за 30 с до включення електростартера та вимкнути негайно після початку роботи дизеля на паливі. Загальна тривалість безперервної роботи свічок накаливання за один пуск не по-

винна перевищувати 1,5 хв. Включити декомпресійний пристрій, подачу палива в циліндри та електростартер. Коли колінчатий вал зробить кілька оборотів, вимкнути декомпресійний пристрій. Електростартер можна тримати включеним не більше 10...15 с. З моменту початку роботи дизеля на паливі електростартер негайно вимкнути. Повторні пуски можна здійснювати з перервою не менше 2 хв. і тільки після повної зупинки дизеля.

Пуск дизеля за допомогою запального патрона має здійснюватися з дотриманням техніки та заходів протипожежної безпеки в наступному порядку: вийняти запальний патрон, вкласти в нього просочений селітрою папір, запалити його, закріпити запальний патрон з тліючим папером у гнізді кришки циліндра.

Пуск дизеля вручну дозволяється тільки при наявності рукояток безпеки, які автоматично виключаються, в наступному порядку: включити декомпресійний пристрій, встановити важіль управління подачею палива в положення, відповідне холостому ходу, розкрутити колінчатий вал за допомогою пускової рукоятки, вимкнути декомпресійний пристрій і продовжити обертання колінчатого вала до отримання перших спалахів в циліндрах.

При пуску дизеля в хід стисненими відпрацьованими газами до того, як дизель буде навантажений, поповнити пускові балони за допомогою спеціально передбаченого газоотбірного клапана до рекомендованого інструкцією з експлуатації тиску. По закінченні поповнення балонів газоотбірний клапан закрити.

14.3 Технічне використання дизеля під час роботи

На судах, де передбачено вахтове обслуговування, механік зобов'язаний:

1) здійснювати контроль за роботою дизеля та обслуговуючими його допоміж-

ними механізмами, пристроями відбору потужності, системами і трубопроводами за показаннями контрольно-вимірювальних приладів, сигналами виконавчої

та аварійно-попереджувальної сигналізації, а також шляхом огляду, перевірки на дотик доступних вузлів і прослуховування, керуючись при цьому вимогами інструкції заводу-виробника;

2) забезпечувати задані режими роботи головного дизеля відповідно до вказівок капітана або його вахтового помічника, не допускаючи відхилень від заводської інструкції з експлуатації.

Під час вахти при працюючому дизелі вахтовий механік зобов'язаний записувати в машинний журнал всі команди, отримані від капітана або його вахтового помічника, показання контрольно-вимірювальних приладів, всі відомості про несправності, виявлені у процесі роботи дизеля, в тому числі системи ДАУ, засобів аварійно-попереджувальної сигналізації та захисту, про вжиті заходи щодо їх усунення та інші дані, передбачені правилами ведення машинного журналу.

Періодичність та обсяг обслуговування дизелів без постійної вахти в машинному приміщенні встановлюється інструкцією з експлуатації, розробленою відповідною службою судновласника та погодженою з інспекцією Регістру судноплавства України.

При спрацьовуванні захисту і (або) аварійно-попереджувальної сигналізації (АПС) по критичному сигналу вахтовий механік зобов'язаний вжити негайних заходів до усунення несправності і доповісти про це старшому механіку і вахтовому помічнику капітана. У разі відмови засобів автоматизації дизелів і обслуговуючих їх механізмів (зникнення живлення, помилкове спрацьовування АПС або захисту, неправильне виконання або невиконання команди, неправдиве показання засобів відображення інформації, а також при появі сигналів, причину яких вахтовий персонал визначити не в змозі)

необхідно повідомити старшому механіку. Одночасно повинні бути вжиті заходи для підтримання режиму роботи дизелів шляхом введення в дію резервних технічних засобів (при необхідності) та переходу на ручне управління.

При виявленні несправностей змінювати режим роботи головних дизелів та зупиняти їх можна тільки з дозволу капітана або його вахтового помічника. При безпосередній загрозі аварії дизеля або небезпеці для життя людей в машинних приміщеннях, пов'язаної з роботою дизеля, вахтовий механік має право самостійно змінити режим роботи або зупинити головний дизель і негайно доповісти про це вахтовому помічнику капітана та старшому механіку. Забороняється зупиняти дизель без дозволу вахтового помічника капітана в районах інтенсивного судноплавства, мілководдя, в районі порту, в умовах обмеженої видимості в вузькостях, при підході до берега та інших складних умовах плавання.

Виявлені під час роботи дизеля несправності повинні, як правило, усуватися після його зупинки. Усунення їх на працюючому дизелі допускається як виняток у випадках, коли це не може призвести до його вимушеної зупинки.

Під час роботи дизеля необхідно контролювати наступні параметри:

1) частоту обертання дизеля, турбокомпресорів;

2) тиск у циркуляційній системі змащування дизеля і редуктора, охолодження поршнів, тиск масла до і після фільтрів;

3) температуру циркуляційного масла на вході і виході після маслоохолоджувачів, а також охолоджуючого масла на виході з поршнів;

4) рівень масла в стічних і напірних цистернах, в картері дизеля, маслозбірниках турбокомпресорів, лубрикатора;

5) тиск води охолодження циліндрів, поршнів, турбокомпресорів, охолоджувачів масла, води і повітря;

6) температуру води на вході і виході з циліндрів, поршнів, турбокомпресорів, охолоджувачів масла, води і повітря;

7) тиск охолоджувального середовища (води, палива, масла) на вході в форсунки і температуру на виході з них;

8) рівень води в розширювальній та стічній цистернах;

9) тиск палива після паливopідкачувального насоса, температуру або в'язкість палива перед паливними насосами дизеля (при роботі на паливі підвищеної в'язкості);

10) рівень палива у витратних цистернах;

11) тиск пускового повітря перед головним пусковим клапаном і в повітряних балонах;

12) тиск наддувного повітря та його температуру до і після повітроохолоджувачів;

13) параметри живлення (тиск масла або повітря, напруга електричного струму) в системі управління дизелем;

14) температуру випускних газів по циліндрах, у випускному колекторі, перед і після турбокомпресорів;

15) температуру вузлів тертя (підшипників дизеля, редуктора та ін.);

16) концентрацію масляного туману в картері дизеля;

17) параметри, що характеризують умови змащування підшипників турбокомпресорів (у залежності від конструктивного виконання системи змащування).

Прогрів і введення дизеля в режим експлуатаційного навантаження

Час, необхідний для прогріву дизеля до включення його під навантаження після пуску, регламентується заводською інструкцією з експлуатації і, крім того,

визначається типом дизельної установки, її технічним станом. Забороняється скорочувати час прогріву і введення дизеля в режим експлуатаційного навантаження за винятком випадків, викликаних вимогами забезпечення безпеки судна та пов'язаних із загрозою людському життю. Тривалість роботи дизеля на холостому ходу і мінімальне навантаження при прогріванні повинні відповідати вимогам заводської інструкції з експлуатації.

Якщо в інструкції з експлуатації відсутні вказівки з температурного режиму прогріву, то дизель вважається прогрітим і готовим для включення під навантаження, якщо при сталому режимі навантаження і постійних температурах води і масла на вході в дизель температури води і масла на виході з нього залишаються також постійними з незначними відхиленнями від середньої величини. При низькій температурі забортної води, що надходить в систему охолодження дизельної установки, необхідно частину теплої води, а також частину циркуляційного масла перепускати повз їх охолоджувачів. Слід мати на увазі, що краще охолоджувати дизель великою кількістю теплої води, ніж малою кількістю холодної. Перепуск всього циркуляційного масла повз охолоджувача не допускається, тому що холодне масло, що залишилося в ньому, в свою чергу, після включення охолоджувача повністю в роботу може утворити масляну пробку, яка ускладнює прохід гарячого масла, що може призвести до аварії дизеля.

Для суден з ГРК при прогріванні дизеля управління повинне проводитися з поста, розташованого в машинному приміщенні. Після прогріву дизеля управління передається в рульову рубку, про що має бути зроблений запис в машинному журналі.

Введення головного дизеля в режим експлуатаційного навантаження, а також

перехід з одного режиму на інший необхідно проводити поступово, збільшуючи навантаження (подачу палива) на невелику величину. На кожному ступені навантаження дизель повинен пропрацювати деякий час. Рекомендовані режими введення прогрітого дизеля з навантаження малого ходу (10...15% номінальної потужності) на експлуатаційну потужність наведені в таблиці 14.1. При введенні в режим з середнього ходу або на навантаження менше експлуатаційного кількість ступенів і загальний час введення в режим відповідно зменшуються. Не допускати різкої зміни навантаження, оскільки це може призвести до порушення режиму змащування і виникнення підвищених механічних і температурних напружень в деталях.

У багатодвигунових установках, що працюють на гвинт через муфти і редуктор, необхідно стежити, щоб навантаження між дизелями було розподілене рівномірно. Контроль за рівномірним розподілом навантаження між дизелями повинен здійснюватися за температурами випускних газів, а також за положенням покажчика навантаження або керуючих органів паливних насосів.

За наявності системи ДАУ, в якій передбачена програма розігріву-охолодження дизеля, введення його в режим експлуатаційного навантаження повинен здійснюватися включенням системи ДАУ на зазначену програму.

Вибір режимів роботи

Експлуатаційна частота обертання і експлуатаційна потужність головного дизеля, за яких він повинен працювати, встановлюються відповідно до рекомендацій інструкції з експлуатації чи вказівок відповідних служб судовласника залежно від умов плавання судна (обростання, осаду, ходу з тралом, температури і тиску навколишнього повітря, хвилювання і т. д.) (рис. 14.1).

Оцінка теплонапруженості дизеля проводиться за наступними непрямыми показниками:

- 1) середнього індикаторного тиску або середнього тиску за часом;
- 2) положення покажчика навантаження (паливної рейки);
- 3) температури випускних газів за циліндрами (перед турбінами);
- 4) температури охолоджуючої води і масла, що виходять з циліндрів і поршнів;
- 5) перепадів температури охолоджуючої води і масла на дизелі.

Механічна напруженість дизеля оцінюється на основі вимірів наступних параметрів:

- 1) крутного моменту або ефективної потужності;
- 2) максимального тиску згоряння;
- 3) середнього індикаторного тиску або середнього тиску в циліндрах за часом.

Таблиця 14.1. Режими введення дизеля на експлуатаційну потужність

Товщина днища головки поршня, мм	Кількість ступенів навантаження	Час роботи на кожному ступені, хв.	Загальний час введення у режим, хв.
До 20	10	1 ... 2	10 ... 20
Вище 20 до 30	10 ... 12	2 ... 3	20 ... 35
Вище 30 до 40	12 ... 13	3 ... 4	35 ... 50
Вище 40 до 50	13 ... 14	4 ... 5	50 ... 70
Вище 50 до 60	14 ... 15	5 ... 6	70 ... 90

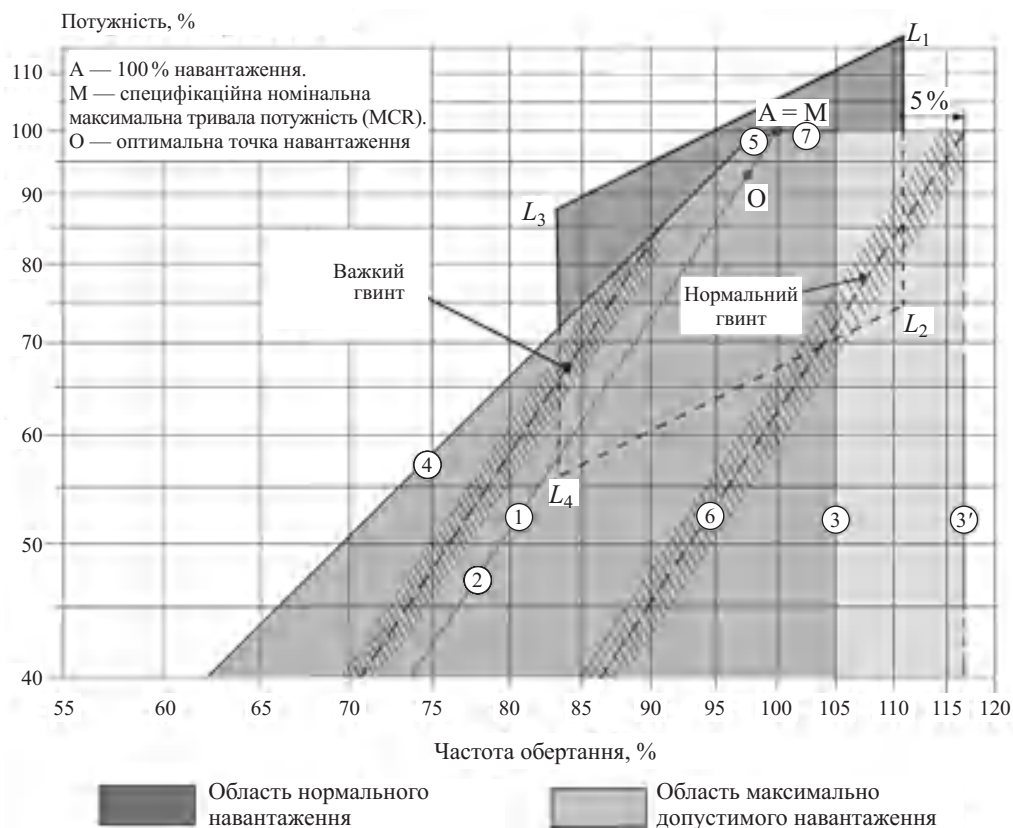


Рисунок 14.1. Характеристики навантаження на прикладі малооборотового двигуна MAN B&W серії K98MC:

1 — гвинтова характеристика, яка проходить крізь точку оптимізації O; 2 — характеристика важкого гвинта: обростання корпусу судна, важкі умови плавання; 3 — обмежувальна характеристика; 3' — розширена обмежувальна характеристика в умовах допустимих крутильних коливань; 4 — обмежувальна характеристика за крутним моментом; 5 — обмежувальна характеристика за середнім ефективним тиском; 6 — гвинтова характеристика при нормальних умовах плавання; 7 — обмеження потужності безперервної роботи

На режимах зовнішньої характеристики дизеля (номінальної або експлуатаційної) при зниженні частоти обертання можливе збільшення його механічної і теплової напруженості. Тривала експлуатація більшості форсованих дизелів з нерегульованим наддувом за зовнішньою характеристикою при зниженій частоті обертання колінчатого вала не допускається. Межі зміни частоти обертання колінчатого вала і час безперервної роботи

на режимах зовнішньої характеристики, коли можливість такої роботи передбачається, визначаються заводською інструкцією з експлуатації.

Обмежувальна характеристика повинна призначатися таким чином, щоб при роботі дизеля на належних їй режимах забезпечувалося збереження його теплової та механічної напруженості на рівні, що не перевищує рівень напруженості на номінальному режимі.

У дизелях з наддувом для збереження теплонапруженості на рівні номінального режиму при зниженні частоти обертання необхідно зменшити середній ефективний тиск (зменшити подачу палива).

При роботі дизеля на максимальній подачі палива і з постійною частотою обертання колінчатого вала несприятливі зміни умов навколишнього середовища викликають збільшення температури випускних газів. Збільшення температури допускається тільки до того граничного значення, яке вказується в заводських інструкціях з експлуатації. Якщо температура випускних газів перевищує гранично допустиму, необхідно зменшити подачу палива. У дизелях, де потужність може бути знижена при збереженні частоти обертання вала, тобто навантажувальній характеристиці (дизеля для приводу ГРК або генераторів), циклова подача палива повинна бути зменшена до значень, що забезпечують збереження температури газу перед турбіною на рівні гранично допустимої для номінального навантаження. У дизелях, що працюють на ГФК, зменшення подачі палива викликає зниження частоти обертання вала, при цьому потужність дизеля змінюється за гвинтовою характеристикою. Гранично допустима температура випускних газів також зменшується зі зниженням частоти обертання. У цьому випадку при визначенні допустимого режиму роботи дизеля необхідно орієнтуватися на гранично допустиму температуру випускних газів, відповідну зниженій частоті обертання вала дизеля.

Забороняється робота дизеля в зонах критичних частот обертання, відзначених на шкалі тахометра червоними секторами. При переході з одного режиму роботи дизеля на інший заборонені зони частоти обертання необхідно проходити швидко, але без ривків.

Обслуговування дизеля

При вахтовому обслуговуванні дизеля не рідше як один раз на годину необхідно:

1) проводити обхід і перевіряти стан і температуру на дотик всіх доступних для огляду тертьових і рухомих деталей, не порушуючи при цьому правил техніки безпеки;

2) змащувати відповідним маслом вузли, які не мають примусового змащування;

3) контролювати розподіл навантаження по циліндрах за допомогою штатних спеціальних приладів для контролю та реєстрації режимів або за температурою випускних газів.

Залежно від обсягу та надійності засобів автоматизації дизеля періодичність контролю може бути змінена.

Під час роботи дизеля вахтовий механік, а при безвахтовому обслуговуванні — персонал, допущений до управління дизелем, зобов'язаний здійснювати контроль за показаннями приладів (тахометрів, манометрів тощо) та вживати заходів до своєчасного усунення виявлених відхилень у роботі дизеля. Показання приладів необхідно записувати в машинний журнал.

Необхідно контролювати температуру підшипників, роботу допоміжних механізмів, що забезпечують роботу дизеля. Перевіряти надійність кріплення трубопроводів, своєчасно усуваючи вібрацію труб і не допускаючи витоків через нещільності їх з'єднань. Контролювати колір випускних газів. Необхідно також стежити за появою сторонніх шумів, стукотів і підвищених вібрацій дизеля, турбокомпресора, редуктора, валопровода та інших механізмів. У цих випадках необхідно негайно встановити місце їх виникнення. Для виключення можливого виникнення аварії вахтовий механік повинен знизити частоту обертання колінчатого вала дизеля або зупинити його.

Обслуговування системи охолодження

При обслуговуванні системи охолодження дизеля необхідно контролювати температуру і тиск охолоджувальної води (масла), підтримуючи їх значення на рівні встановлених інструкцією з експлуатації. При відсутності вказівок в інструкції з експлуатації температура води, що виходить з кожного циліндра, не повинна перевищувати 45 ... 50 °С для дизелів з проточною системою охолодження (забортною водою) та 70 ... 85 °С — із замкнутою системою охолодження (прісною водою), поєднаною з атмосферою.

Різниця температур води, що входить в дизель і виходить з нього, повинна становити 5 ... 7 °С, в напружених дизелях допускається перепад від 10 до 20 °С. Якщо температура забортної води, що надходить до дизеля, низька, необхідно підвищити її до величини, зазначеної в інструкції з експлуатації заводу-виробника, шляхом перепуску нагрітої води, що відходить від дизеля, в приймальну порожнину охолоджуючого насоса. Охолодження дизеля холодною водою призводить до виникнення температурних напружень і тріщин у втулках циліндрів, кришках, голівках поршнів.

При раптовому падінні тиску або надмірному підвищенні температури охолоджуючої води необхідно перемкнути систему охолодження на роботу від резервного насоса, поступово збільшуючи подачу охолоджуючої води. Якщо після цього тиск і температура охолоджуючої води не досягнуть нормальних значень, зменшити навантаження або зупинити дизель та продовжувати прокачувати його водою і маслом.

Якщо температура охолоджуючої води (масла) на виході з якого-небудь циліндра (поршня) значно вище нормальної

і знизити її не вдається, дозволяється до усунення несправності виключити подачу палива в зазначений циліндр без зупинки дизеля.

Температурний режим охолодження поршнів повинен відповідати режиму, рекомендованому інструкцією з експлуатації. При відсутності вказівок в інструкції з експлуатації температура води на виході з поршнів повинна становити 55 ... 60 °С. Якщо поршні охолоджуються маслом, то, щоб уникнути інтенсивного окислення, температура його на виході не повинна перевищувати 55 °С. Різниця температур охолоджуючої рідини на вході в дизель і виході з нього для системи охолодження поршнів повинна становити 8 ... 12 °С.

При охолодженні форсунок водою (паливом, маслом) необхідно періодично перевіряти герметичність у з'єднаннях, а також підтримувати температуру охолодження, рекомендовану інструкцією з експлуатації. Підтримувати тиск охолоджувальної води (масла або палива) вище тиску забортної води, щоб уникнути підсолювання прісної води (обводнення масла або палива).

При обслуговуванні замкнутої системи охолодження необхідно не рідше одного разу за вахту перевіряти рівень прісної води в розширювальній цистерні. Падіння рівня води вказує на витік у з'єднаннях системи, підвищення рівня — на потрапляння в прісну воду забортної. Не рідше одного разу за вахту необхідно перевіряти і при скупченні повітря видалити його з системи охолодження. Періодично випускати повітря з фільтрів забортної води і очищувати їх.

Не рідше двох разів на місяць відбирати проби охолоджуючої води замкнутого контуру дизеля для визначення її якості (жорсткості, вмісту хлоридів, лужності) і наявності в ній присадки.

Обслуговування системи змащування

При роботі дизеля необхідно контролювати і підтримувати задані значення тиску і температури масла в системах змащування дизеля, турбокомпресорів, редуктора, гідромуфти, а також перевіряти подачу масла до окремих вузлів через центральні маслорозподілювачі.

Періодично (не рідше одного разу на годину) перевіряти рівень масла в стічних масляних цистернах або картері дизеля. Різке зменшення рівня масла може бути викликане його витоком крізь нещільності в системі. Підвищення рівня масла вказує на потрапляння в систему змащування води або палива. При рівні масла в картері нижче допустимого необхідно долити його, встановити причини збільшення або різкого зниження рівня масла в картері та усунути їх.

Періодично (не рідше одного разу за вахту) подавати консистентне масло до вузлів ручного змащування, поповнювати ковпачкові та прес-маслянки.

В міру необхідності (за наявності спеціальних пристроїв) випускати повітря з масляних порожнин маслоохолоджувачів та фільтрів.

Контролювати тиск масла в маслоохолоджувачі. Він повинен бути вище тиску охолоджуючої води. Періодично (не рідше одного разу за добу) брати пробу охолоджуючої води з водяної порожнини маслоохолоджувачів з метою перевірки відсутності слідів масла у воді. При падінні тиску масла і підвищенні його температури необхідно перейти на змащування резервним масляним насосом, виявити причину несправності і, по можливості, усунути її без зупинки дизеля. Якщо після пуску резервного насоса тиск і температура масла не нормалізуються, необхідно зменшити навантаження на

дизель або зупинити його, не припиняючи прокачувати дизель маслом.

Не рідше одного разу на годину контролювати змащування турбокомпресорів (рівень в маслосбірниках або стічних цистернах, температуру і колір масла). Контролювати розподіл циліндрового масла по точках змащування і рівень масла в лубрикаторах циліндрового змащування, заміряючи його витрату і дозування. Кількість масла, що подається лубрикаторами, повинна відповідати вимогам заводської інструкції з експлуатації. Недостатня або надмірна подача масла в циліндри дизеля неприпустима. Перепад тиску масла (різниця значень до і після фільтра) встановлюється інструкцією з експлуатації. Підвищений перепад вказує на забруднення фільтруючих елементів. Під час роботи дизеля циркуляційне масло повинне періодично або безперервно очищатися сепараторами.

Обслуговування паливної системи

При роботі дизеля необхідно контролювати рівень палива у витратних цистернах, кожну вахту перевіряти паливо на відсутність у ньому води, спускати відстій і в міру необхідності поповнювати цистерни, щоб уникнути попадання повітря в паливну систему при оголенні приймальної труби до насосів дизеля під час хитаєві. На судах, де передбачено автоматичне поповнення витратних цистерн, контролювати правильність роботи цих засобів автоматизації.

Контролювати тиск після паливопідкачувального насоса, особливо при роботі на паливі підвищеної в'язкості (відповідно до інструкції з експлуатації). При обслуговуванні паливної системи під час роботи дизеля необхідно контролювати:

- 1) стан фільтрів палива;

2) стан паливного трубопроводу від витратних цистерн до насосів і від насосів до форсунок (нещільність і пропуски палива, виявлені в трубах, з'єднаннях, арматурі, повинні негайно усуватися);

3) роботу форсунок, перевіряючи чіткість підйому голок за допомогою спеціальних контрольних щупів (відсутність поштовхів щупа, ослаблення пульсації в трубці вказує на зависання голки форсунки).

На дизелях, що працюють без підігріву палива, необхідно контролювати на дотик температуру паливних насосів і трубок форсунок. Підвищений нагрів насосів або трубок при одночасному збільшенні пульсації палива вказує на засмічення сопел форсунок. Регулювання форсунок і заміна їх під час роботи дизеля забороняється. Для усунення несправностей необхідно зупинити дизель.

Обслуговування систем пуску, продувки і наддуву

Після пуску дизеля, а потім періодично, але не рідше одного разу за вахту, необхідно на дотик перевіряти температуру трубопроводів, що підводять пускове повітря до циліндрів. Нагрівання пускового трубопроводу вказує на нещільність пускового клапана даного циліндра. Якщо усунути дефект неможливо, необхідно зупинити дизель.

Балони пускового повітря повинні бути постійно наповнені стисненим повітрям. Падіння тиску нижче номінального не повинно перевищувати 0,5 МПа. Головний запірний клапан одного з балонів пускового повітря для головних дизелів під час ходу судна повинен бути постійно відкритий. З балона пускового повітря повинні періодично видалятися вода і масло шляхом продування.

Необхідно періодично контролювати температуру повітря наддуву після по-

вітроохолоджувачів, яка в продувному ресивері повинна бути на $2 \dots 4$ °С вище температури початку конденсації водяної пари. Температуру повітря необхідно регулювати зміною кількості води, що прокачується через повітроохолоджувачі. Необхідно також регулярно контролювати чистоту повітряних фільтрів турбокомпресорів. Ознакою забруднення служить падіння тиску наддувного повітря і зниження частоти обертання турбокомпресора при зростанні температур газів, що випускаються. Періодично, не рідше одного разу за вахту, повинні продуватися повітряні порожнини повітроохолоджувачів, ресивера продувного повітря та підпоршневі порожнини продувних насосів від скупчування води та масла. Якщо турбокомпресори обладнані системою промивки, необхідно промивати компресор і турбіну. Промивання повинне здійснюватися відповідно до інструкції з експлуатації турбокомпресорів.

При виникненні помпажу турбокомпресорів знизити навантаження дизеля. Якщо шум, хлопки, гудіння не припиняються, знизити тиск в ресивері продувного повітря, відкривши запобіжний клапан або вигвинтивши пробки на нагнітальному патрубку турбокомпресора. Необхідно стежити за тим, щоб температура газу перед турбіною не перевищила допустиму. Якщо і цього недостатньо, то при першій можливості зупинити дизель і усунути причину виникнення помпажу.

Підготовка до маневрів і зупинка дизеля

Переведення дизеля, який працював на пальному з підвищеною вихідною в'язкістю, на дизельне перед початком маневрів або зупинкою необхідно проводити відповідно до інструкції з експлуатації. Якщо в інструкції відповідні вказівки відсутні, то перед початком

маневрів або зупинкою дизель повинен пропрацювати на дизельному паливі не менше 30 хвилин. В аварійних випадках допускається маневрування на паливі підвищеної в'язкості, при цьому слід посилити спостереження за температурою підігріву палива та уникати тривалої зупинки дизеля. При зупинці дизеля на час більше 30 хвилин слід прокачати паливу систему дизельним паливом.

Виведення з експлуатації головного дизеля, що не має системи ДАУ, з режиму навантаження проводити поступово в 6–7 ступенів, зменшуючи навантаження (подачу палива). На кожному ступені робити витримку 1...2 хвилини до досягнення приблизно 50% номінальної навантаження (75...80% від номінального числа обертів).

Дизель, що працює на генератор або на гребний гвинт через роз'єднувальну муфту, зупиняти при зняттю навантаження або відключеній муфті (на холостому ходу).

3 метою запобігання корозійного роз'їдання деталей циліндро-поршневої групи дизеля, що працюють на високосірчистому паливі, після зупинки необхідно провертати на повітрі (2...3 оберти) при відкритих індикаторних (декомпресійних) кранах для видалення з циліндрів залишків палива.

Після зупинки дизеля, якщо надалі не буде потрібно підтримувати його в готовності, необхідно:

1) зупинити паливопідкачувальний насос;

2) закрити запірні клапани на магістралі палива та на витратних цистернах (в установках, які працюють на паливі з підвищеною вихідною в'язкістю, зупинити механізми, обслуговуючі систему підготовки палива, а також перекрити подачу пари на обігрів цистерн, фільтрів, підігрівачів трубопроводів);

3) закрити запірні клапани на пускових балонах і трубопроводі пускового повітря, стравити повітря з трубопроводу;

4) продовжувати прокачування систем охолодження дизелів і поршнів автономними або резервними насосами до моменту, коли температура в системах знизиться до величини, зазначеної в інструкції підприємства-виробника (за відсутності таких вказівок прокачування проводиться до моменту, коли температура охолоджуючої води або масла на виході з дизеля, поршнів знизиться до 30...35 °С);

5) зупинити автономні продувні насоси;

6) відкрити індикаторні декомпресійні крани, зняти кришки картерних люків з дотриманням вимог техніки безпеки та повернути дизель за допомогою валоповоротного пристрою (або вручну) і перевірити стан доступних для огляду деталей циліндро-поршневої групи і колінчатого валу, відключити валообертовий пристрій після перевірки деталей руху, встановити кришки картерних люків на місце, закрити індикаторні декомпресійні крани;

7) переконатися, що пускові балони наповнені повітрям;

8) поповнити паливом витратні цистерни. На судах, де передбачено автоматичне поповнення витратних цистерн, контролювати правильність роботи цих засобів автоматизації;

9) припинити подачу масла через центральну систему, а при гнітовій системі змащування окремих деталей — вийняти гніти з гнізд;

10) відкрити спускні крани ресиверів, повітропроводів і випускних колекторів для видалення накопичених води і масла;

11) виключити живлення систем управління;

12) провести операції згідно інструкції і Правилам технічної експлуатації суднових ГРК з виведення з дії постів

управління та механізмів, обслуговуючих установку ГРК;

13) обтерти насухо зовнішню поверхню дизеля, змастити маслом деталі, що не обслуговуються централізованою системою змащування, змастити поліровані і чисто оброблені деталі;

14) провести за необхідності підзарядку стартерних акумуляторних батарей, якщо вони передбачені.

У холодну пору року для запобігання розморожування дизеля спустити охолоджуючу воду з блоку і системи, для чого вивернути спускні пробки в найнижчому місці системи і залишити їх відкритими. Продути систему стиснутим повітрям тиском не більше 0,3 МПа.

Особливості обслуговування аварійного дизель-генератора

Для забезпечення надійного пуску аварійного дизель-генератора необхідно:

1) підтримувати температуру повітря в приміщенні, масла і води в дизелі не нижче +8 °С.

2) своєчасно заряджати акумуляторні батареї;

3) застосовувати для заповнення системи охолодження тільки прісну (м'яку) воду;

4) не допускати роботу на високосірчастих та важких сортах палива;

5) запускати дизель один раз на тиждень на 10...15 хвилин на малому навантаженні, перевіряючи при цьому дію засобів автоматизації.

Сумарний час автоматичного пуску аварійного дизель-генератора при зникненні напруги на шинах головного розподільного щита і автоматичного включення генератора на шини аварійного розподільного щита не повинен перевищувати 45 с.

14.4 Технічне використання дизеля на режимах та в умовах, які відрізняються від нормальних

Режимами, відмінними від нормальних, слід вважати:

1) перевантаження, мале навантаження та холостий хід;

2) робота дизеля при плаванні судна на мілководді, в льодових умовах і при підвищеному хвилюванні моря;

3) реверсування дизеля;

4) робота з відключеними циліндрами;

5) період обкатки дизеля;

6) робота без одного або більше турбокомпресорів.

При роботі дизеля на режимах та в умовах, що відрізняються від нормальних, незалежно від ступеня автоматизації силової установки необхідно посилити спостереження за дизелем і обслуговуючими його системами.

Несправності в роботі дизеля необхідно усувати після встановлення причин їх виникнення, керуючись вказівками інструкції з експлуатації заводу-виробника та іншими нормативними документами.

Виявлена несправність у роботі дизеля, що не викликає загрозу аварії, як правило, повинна бути усунена негайно. Якщо умови плавання не дозволяють зупинити дизель для усунення несправності, то за дозволом капітана або його вахтового помічника допускається тимчасова робота з несправним вузлом. У цьому випадку необхідно знизити навантаження, посилити подачу масла та охолоджуючої води.

Обслуговування дизеля в режимі перевантаження, на малому навантаженні і холостому ходу

Робота дизеля з перевантаженням допускається у виняткових випадках, пов'язаних із загрозою для людського життя або безпеки судна, і тільки за наказом капітана. При роботі дизеля з перевантаженням повинні бути дотримані всі вимоги заводської інструкції з експлуатації, що стосуються перевищення допустимих значень потужності і частоти обертання, а також тривалості роботи дизеля в режимі перевантаження. За відсутності в заводській інструкції з експлуатації вказівок про роботу дизеля з перевантаженням необхідно керуватися наступними положеннями:

1) потужність дизеля не повинна перевищувати номінальну більше ніж на 10%. Для головних дизелів з прямою передачею на ГФК зазначене обмеження відповідає 3% частоти обертання від номінального значення;

2) допускається робота дизеля в режимі перевантаження не більше 1 години з повторенням вказаного режиму не менш ніж через 5 годин роботи.

При обслуговуванні дизеля, що працює з перевантаженням, необхідно особливо ретельно стежити за його основними параметрами, значення яких не повинні перевищувати вказаних в інструкції заводу-виробника для режиму перевантаження. При цьому слід посилити спостереження за роботою кожного циліндра, систем і дизеля в цілому. Не рідше, ніж через 15 хвилин контролювати температуру доступних тертьових деталей дизеля, а також стежити за виникненням ненормальних шумів і стукотів і вживати заходів до їх усунення. Тривала робота дизеля в режимі малого навантаження або холостого ходу не рекомендується.

При роботі дизеля на малих навантаженнях або холостому ходу необхідно:

1) слідкувати за відсутністю пропусків спалахів в циліндрах;

2) зменшити кількість масла, що подається на змащування циліндрів;

3) підтримувати температуру води (масла) охолодження поршнів і циліндрів на рівні верхньої межі, допустимої підприємством-виробником при мінімально можливому перепаді температур на вході і виході;

4) зменшити або відключити подачу охолоджуючої води на повітроохолоджувачі;

5) періодично по мірі накопичення видаляти з вихлопного колектора масло та паливо.

Тривалість роботи дизеля на режимі холостого ходу повинна відповідати вимогам заводської інструкції з експлуатації. Як правило, безперервна робота дизеля на холостому ходу допускається не більше 30 хвилин, а на самому малому ходу — не більше 1 години. При тривалій роботі дизеля на зазначених режимах (відповідно до вимог інструкції з експлуатації) необхідно виводити його на 10...15 хвилин на режим підвищеного навантаження для зменшення відкладення нагару в камерах згорання і газовипускному тракті.

Обслуговування дизеля при плаванні судна на мілководді, в льодових умовах і при підвищеному хвилюванні моря

При плаванні судна в умовах мілководдя, при підвищеному хвилюванні моря, в льодах, при вході і виході з порту особлива увага повинна бути звернена на обслуговування прийомних пристроїв забортової води в системі охолодження дизеля.

При плаванні в умовах мілководдя прийом заборотної води повинен здійснюватися тільки через бортові кінгстони. При сильній бортовий хитавиці у відкритому морі — через донний кінгстон. В умовах роботи на мілководді при частих заходах в порт необхідно в міру засмічення чистити кінгстони і фільтри заборотної води.

При роботі судна в дрібнобитій кризі прийом заборотної води повинен здійснюватися через донний кінгстон при одночасній підтримці в готовності бортових кінгстонів. З метою запобігання засмічення дрібним льодом донний і бортовий кінгстони необхідно продувати паром, стисненим повітрям під тиском, передбаченим в інструкції з обслуговування системи охолодження, або робити рециркуляцію охолоджуючої води, що виходить з теплообмінних апаратів дизеля.

Обслуговування дизеля при реверсуванні

Для реверсування дизеля, безпосередньо з'єднаного з гребним валом, на ходу судна при управлінні з місцевого поста необхідно виконати наступні операції:

- 1) виключити подачу палива в циліндри дизеля, встановивши рукоятку управління в положення «Стоп»;

- 2) при зниженні частоти обертання дизеля до нуля або до «реверсивного рівня», рекомендованого заводською інструкцією з експлуатації, провести реверс.

При частому реверсуванні необхідно стежити за температурою охолоджувальної води (масла), не допускаючи швидкого охолодження дизеля.

В установках, де масляний насос має привід від дизеля, перед реверсуванням необхідно включити резервний масляний насос. Слід прагнути максимального скорочення числа реверсів як на промислі,

так і при виконанні швартовних операцій, враховуючи, що під час пуску дизеля відбувається інтенсивний знос деталей циліндро-поршневої групи і шийок колінчатого валу.

У виняткових випадках, пов'язаних із загрозою для людського життя або безпеки судна, за командою капітана або вахтового помічника дозволяється реверсувати дизель після зниження оборотів до 50...60% від номінальних.

Реверсування дизеля, поєднаного з гребним гвинтом через реверсивну муфту або реверс-редуктор, здійснюється за зниженою частотою обертання колінчатого вала до 50...70% від номінальної. Включення і виключення реверсивних муфт та реверс-редукторів повинно проводитися плавно, без ривків. Зміна напрямку обертання гребного гвинта в установках з двома дизелями, працюючими на гвинт через зубчасту передачу і муфти, повинна проводитися реверсуванням:

- 1) одного дизеля при включеній муфті і відключеному іншому дизелі в послідовності, зазначеної в інструкції з експлуатації;

- 2) дизелів при відключених муфтах з наступним включенням їх при частоті обертання не вище 60...80% від номінальної. Гальмування дизелів пусковим стисненим повітрям при включених муфтах допускається після зниження частоти обертання колінчатого вала до 10...15% від номінальної.

При реверсуванні гребного гвинта в установках з двома дизелями, що працюють на гвинт через зубчасту передачу, забороняється:

- 1) пускати дизелі в протилежних напрямках, якщо обидві муфти включені;

- 2) включати обидві муфти, якщо дизелі мають протилежний напрямок обертання колінчатих валів.

Зміна напрямку руху судна з ГРК має здійснюватися шляхом розвороту лопатей гвинта в необхідному напрямку. Для суден з ГРК реверсування дизелем забороняється за винятком випадків, пов'язаних з несправністю систем або установки ГРК в цілому. При виявленні несправностей в установці ГРК, які не можуть бути усунені в умовах експлуатації, слід перейти на управління дизелем з його поста, встановивши лопаті гвинта в положення фіксованого (конструктивного) кроку у відповідності з інструкцією з експлуатації підприємства-виготовлювача ГРК і Правилами технічної експлуатації суднових ГРК.

Технічний стан дизеля та установки ГРК в процесі експлуатації повинний забезпечувати час реверсу дизеля і перекладки лопатей, відповідний вказаному в інструкції заводу-виробника та Правилах технічної експлуатації суднових ГРК. За відсутності таких даних час реверсування не повинен перевищувати 15 с для дизелів, безпосередньо з'єднаних з гребним валом або працюючих на гребний вал через редуктор, та 40 с для дизелів, що працюють на гребний вал через роз'єднувальні муфти. Час перекладки лопатей ГРК з повного переднього ходу на повний задній не повинен перевищувати 20 с для гвинтів діаметром до 2 м та 30 с для гвинтів діаметром понад 2 м.

Допустиме навантаження на дизелі в режимі заднього ходу обмовляється в інструкції підприємства-виробника. За відсутності таких даних технічний стан головних дизелів має забезпечувати наступну потужність заднього ходу:

1) для реверсивного дизеля з прямою передачею обертання на ГФК — не менше 85 % номінальної;

2) для установок з дизель-редукторною передачею — не менше 65 % номінальної;

3) для установок, в яких гребний вал приводиться в обертання від декількох дизелів та реверсування проводиться перемиканням муфт, — не менше 40 % номінальної;

4) для установок з прямою передачею обертання на ГРК — не менше 100 % номінальної.

Обслуговування дизеля при роботі з відключеними циліндрами

При виявленні несправності в якому-небудь циліндрі дизель повинен бути зупинений для з'ясування причин і усунення несправностей. Коли умови експлуатації дизеля вимагають продовження його роботи за наявності несправностей в якому-небудь циліндрі, дозволяється вивести з роботи один або кілька циліндрів. У цьому випадку необхідно виключити подачу палива в несправний циліндр та зменшити подачу в нього циліндрового масла. Для запобігання займання масла, що накопичується в циліндрі, слід періодично відкривати індикаторний (декомпресійний) кран. У двотактних дизелів, щоб уникнути перевантаження шатунних болтів, викликаних силами інерції, не рекомендується знімати циліндрову кришку, пусковий клапан або форсунку відключеного циліндра.

При роботі дизеля з вимкненими циліндрами необхідно дотримуватися заходів обережності, які зазначені в інструкції з експлуатації підприємства-виробника. При відключенні циліндра у дизелів з імпульсним газотурбінним наддувом у разі виникнення помпажу турбокомпресорів необхідно знизити частоту обертання, а також тиск в ресивері продувного повітря або відключити ще один циліндр, що працює в групі циліндрів іншого турбокомпресора.

На режимах роботи головних дизелів з відключеними циліндрами необхідно зменшити подачу палива і встановити

таку частоту обертання, щоб забезпечити найменші вібрації дизеля, корпусу судна і усунути або послабити помпаж турбокомпресора.

При серйозних пошкодженнях деталей циліндро-поршневої групи слід провести їх демонтаж з підйомом поршня. У двотактних дизелів після демонтажу групи руху циліндра випускні та продувні вікна слід закрити спеціальним пристосуванням або за допомогою поршня, підвішеного на таях. Слід припинити подачу масла в відключений циліндр, подачу води (масла) на охолодження поршня, від'єднати пусковий клапан циліндра від магістралі пускового повітря.

При роботі дизеля з одним або декількома відключеними циліндрами необхідно посилити спостереження за ним, не допускаючи підвищення температури випускних газів і помпажу турбокомпресора. У разі появи таких несправностей головного дизеля, працюючого зі змінною частотою обертання, зменшити частоту обертання, а працюючого з постійною частотою обертання (на ГРК або генератор) — зменшити навантаження.

Обслуговування дизеля в період обкатки

Після кожного ремонту або технічного обслуговування відповідальних вузлів і деталей (поршня, поршневих кілець, циліндрової втулки, головного, мотильового та рамового підшипників), пов'язаного з їх розбиранням, після збирання і завершення робіт з регулювання дизеля в холодному стані проводиться його обкатка, остаточне регулювання та випробування у відповідності з заводською інструкцією з експлуатації. У разі відсутності вказівок в інструкції з експлуатації приробітка циліндро-поршневої групи дизеля після збирання, ремонту або профілактичного огляду, пов'язаного з підйомом поршня,

повинна проводитися з дотриманням таких рекомендацій:

1) починати обкатку при зниженому навантаженні дизеля не більше 50 %;

2) навантаження до 90...95 % від номінального підвищувати поступово в 5...6 ступенів;

3) тривалість роботи на кожному ступені в залежності від типу дизеля складає 1...3 години;

4) на найбільшому навантаженні, прийнятому для обкатки, тривалість роботи на останньому ступені — не менше 4...6 годин.

При обкатці дизеля необхідно контролювати якість згоряння палива в циліндрах, перевіряти розподіл потужності по циліндрах, контролювати температуру води і масла у відповідних системах дизеля, заміряти температуру відпрацьованих газів по циліндрах дизеля, перевіряти відсутність підтоків палива, масла і води, перепусток стисненого повітря з відповідних систем дизеля, стежити за виникненням сторонніх звуків, що характеризують несправну роботу дизеля.

Після закінчення режиму обкатки дизель зупинити, розкрити люки картера і перевірити температуру всіх тертьових деталей. Помічені дефекти усунути і виконати необхідне регулювання. При обкатці дизелів з лубрикаторною системою змащування необхідно збільшити подачу циліндрового масла. Після усунення всіх виявлених несправностей в роботі дизеля і обслуговуючих його механізмів і систем повинне проводитися регулювання робочого процесу.

Для скорочення терміну обкатки, зменшення початкового зносу і отримання більш якісної приробітки деталей циліндро-поршневої групи дизеля рекомендується застосовувати спеціальні обкатні присадки до палива або масла, такі як: АЛП-2, а також АЛП-3 та АЛП-4.

З метою перевірки якості ремонту повинні проводитися випробування дизеля. Залежно від можливостей судноремонтного підприємства проводяться імітаційні або швартовні й ходові випробування за програмою, схваленою Регістром судноплавства України. Тривалість випробувань та режими навантаження дизелів при випробуваннях повинні відповідати вимогам ГОСТ 21792-89.

Обслуговування дизеля при роботі без одного або більше турбокомпресорів

При виході з ладу одного і більше турбокомпресорів, щоб уникнути більших поломок, дизель слід негайно зупинити. Якщо пошкодження турбокомпресора відбулося в умовах, коли неможливо зупинити дизель, необхідно знизити навантаження, щоб частота обертання турбокомпресора зменшилася до зникнення небезпечної вібрації. При цьому температура випускних газів не повинна перевищувати допустиму при роботі дизеля

зі справним турбокомпресором. Не допускати помпажу.

Якщо короточасна зупинка дизеля при пошкодженні турбокомпресора можлива, то необхідно:

1) провести стопоріння ротора за допомогою спеціального пристрою або демонтувати його і встановити спеціальну заглушку між корпусом турбіни і корпусом компресора;

2) відокремити постачання патрубком непрацюючого турбокомпресора від ресивера продувного повітря за допомогою спеціальної заслінки або заглушки;

3) відключити подачу масла до аварійного турбокомпресору;

4) включити аварійну повітроподувку з автономним електроприводом;

5) не відключати подачу охолоджуючої води, якщо через непрацюючий турбокомпресор проходять випускні гази;

6) на автоматизованому дизелі відключити аварійний захист і сигналізацію, пов'язані з ушкодженням турбокомпресором.

14.5 Контроль за роботою і регулювання дизелів

Під час роботи дизелів потужністю 220 кВт і вище необхідно контролювати такі основні параметри:

1) середній індикаторний тиск при наявності на дизелі індикаторного крану або іншого пристрою для вимірювання тиску в циліндрі двигуна;

2) тиск в кінці стиснення p_c , МПа;

3) максимальний тиск згоряння p_z , МПа;

4) середній тиск за часом p_b , МПа;

5) тиск продувного (наддувного) повітря p_k , МПа;

6) температуру випускних газів t_r , К;

7) питому витрату палива g_e , кг/(кВт·год);

8) питому витрату масла g_m (для дизелів з роздільною системою змащуван-

ня — питому витрату на змащування втулок робочих циліндрів та циркуляційне змащування). Крім зазначених, слід також контролювати параметри відповідно до затвердженої форми машинних журналів і журналів індиціювання ДВЗ.

Періодичність індиціювання дизеля та визначення основних параметрів встановлюється механіко-судновою службою (МСС) або інженерно-технічною службою (ІТС), або фахівцем судновласника відповідно до вимог заводської інструкції та в залежності від типу дизеля, його технічного стану, умов експлуатації, але не рідше, ніж через кожні 400 годин роботи. Індиціювання дизелів, крім стро-

ків, встановлених службою судновласника (МСС, ІТС), повинне проводитися в наступних випадках:

- 1) при виявленні ненормальної роботи одного або декількох циліндрів;
- 2) після регулювання паливopoдачі, заміни форсунки або паливного насоса, після ремонту або заміни деталей руху та заміни циліндрової кришки або втулки;
- 3) після переходу на новий сорт палива.

Результати індикювання дизелів, обладнаних індикаторними приводами, повинні бути занесені в журнал індикювання головного двигуна. Результати теплотехнічного контролю дизелів потужністю 220 кВт і вище, що не мають індикаторних приводів, заносяться до журналу теплотехнічного контролю двигунів. Робочий процес дизелів потужністю менше 220 кВт необхідно контролювати за параметрами, що визначають їх теплове навантаження.

Для перевірки розподілу навантаження по циліндрах і якості регулювання контролюють наступні параметри роботи дизелів (по циліндрах):

- 1) температуру випускних газів за штатними термометрами;
- 2) різницю частоти обертання при послідовному відключенні циліндрів у разі відсутності індикаторних кранів;
- 3) середній тиск за часом p_b , який заміряти за допомогою піметра, або максимальний тиск згоряння p_z , який заміряти максиметром або індикатором за наявності індикаторних кранів;
- 4) середній індикаторний тиск p_i при наявності індикаторного крану.

Контроль за параметрами роботи дизеля повинен виконуватися на сталому номінальному режимі або близькому до нього, але не менше 85 % номінального. Температура випускних газів по цилін-

драх і у випускному колекторі в процесі регулювання повинна вимірюватися термoeлектричними комплектами або ртутними термометрами, попередньо тарированими та справними.

Тиск в кінці стиснення p_c в циліндрі слід вимірювати згідно інструкції з експлуатації підприємства-виробника. При відсутності вказівок в інструкції вимір потрібно проводити при вимкненому паливному насосі і потужності дизеля, що не перевищує 75 % номінальної.

На дизелях, де передача крутного моменту проводиться через пружні муфти, для попередження руйнування гумових елементів муфт від нерівномірної роботи дизеля необхідно визначати тиск в кінці стиснення p_i за розгорнутою індикаторною діаграмою. Максимальний тиск згоряння p_z визначається за допомогою індикатора, таксиметра або сучасних систем вимірювання динамічного тиску.

Індикатори тиску слід застосовувати для дизелів, номінальна частота обертання яких не перевищує допустиму, обумовлену в інструкції з експлуатації індикатора. У разі відсутності таких вказівок для дизелів з частотою обертання до 500 об./хв. допускається застосовувати індикатори зі спіральною пружиною, понад 500 об./хв. — максиметри. З метою автоматичного діагностування і контролю роботи дизелів (виходячи з доцільності) слід встановлювати і застосовувати судові комплекси типів: Kistler, Optrand, NK-5, DEPAS 2.34sp, та ін.

Витрата циркуляційного масла на дизель контролюється за рівнем масла в картері (для дизелів з мокрим картером) або в стічній масляній цистерні (для дизелів з сухим картером). Витрата циліндрового масла на дизель контролюється за рівнем масла в бачку лубрикатора (для дизелів з лубрикаторним маслом). Визна-

чення витрати проводиться шляхом доливання заздалегідь виміряної кількості масла до первісного рівня в картері або в стічній цистерні, або в бачку лубрикатора після тривалої роботи (24...48 год.) на сталому режимі. Доливу масла в картер або в стічну цистерну слід проводити не раніше, ніж через годину після зупинки дизеля.

Питома витрата масла (в г/(кВт·год)) підраховується за формулою:

$$g_m = \frac{10^3 \times V \times \rho_m}{N_e \times t},$$

де V — об'ємна витрата масла (за вимірюванням) на двигун, л;

ρ_m — густина масла при температурі вимірювання, г/см³;

N_e — ефективна потужність, яка виробляється під час визначення витрати масла, кВт;

t — тривалість вимірювання.

Витрата палива на дизель визначається за допомогою спеціальних тарованих мірних баків, витратомірів або витратних цистерн, обладнаних шкалою тарировки. При нормальному технічному стані дизеля витрата палива повинна відповідати значенням, гарантованим підприємством-виробником.

На номінальному режимі роботи значення параметрів кожного циліндра не повинні перевищувати (%):

середній індикаторний тиск	p_i	$\pm 2,5$;
максимальний тиск згоряння	p_z	$\pm 2,5$;
температура випускних газів	t_r	± 5 ;
тиск у кінці стиснення	p_c	$\pm 2,5$;
середній тиск за часом	p_t	± 3 .

Відхилення значень вказує на нерівномірність розподілу навантаження.

Регулювання дизеля повинне проводитися періодично в залежності від стану установки, типу дизеля і відповідно до вказівок інструкції з експлуатації і МСС (ІТС) судновласника. Забороняється про-

водити регулювання головних дизелів на несталих режимах роботи (наприклад, при хвилюванні моря понад 3 балів, при зміні курсу судна). Результати регулювання заносяться в журнали теплотехнічного контролю або індиціювання, а в машинному журналі робиться відповідний запис про виконану роботу.

Перед регулюванням дизеля необхідно:

1) переконатися у справності контрольних вимірювальних та реєструючих приладів, перевірити і відрегулювати зазори в приводах паливних насосів і в механізмі газорозподілу;

2) перевірити положення нульової подачі палива насосами, пресувати форсунки, перевіряючи тиск і якість розпилю.

Регулювання дизеля проводиться при виявленні:

1) нерівномірності розподілу навантаження по циліндрах — зміною кількості палива, що подається насосами;

2) відхиленні максимального тиску згоряння від рекомендованих інструкцією з експлуатації значень — зміною моменту початку подачі палива по циліндрах.

Послідовність регулювання і усунення відхиленні параметрів повинна виконуватися відповідно до інструкції з експлуатації. При відсутності вказівок в інструкції регулювання виконується:

— при низькому p_z та високих t_r — збільшення кута випередження подачі палива;

— при високому p_z та низьких t_r — зменшення кута випередження подачі палива;

— при високому p_z та високих t_r — зменшення кута випередження та циклової подачі палива;

— при низькому p_z та високих t_r — збільшення кута випередження і циклової подачі палива.

Попереднє регулювання дизеля проводиться при навантаженні, рівному

25% від номінального. На даному режимі перевіряють тільки наявність спалахів у всіх циліндрах. Потім на сталому тепловому режимі і навантаженні, рівної 50% номінальної, визначають максимальний тиск згоряння p_z . Якщо значення p_z в окремих циліндрах будуть в межах, вказаних в інструкції підприємства-виробника для цього режиму, то

переходять на режим 75% номінального навантаження. На цьому режимі визначають п'ять основних параметрів кожного циліндра дизеля p_z, p_c, t_r, p_b, p_t . Якщо всі ці параметри будуть у межах, вказаних в інструкції з експлуатації для цього режиму, то виконують остаточне регулювання дизеля на режимі номінального навантаження і частоти обертання.

14.6 Вимоги до приладів контролю і регулювання

Всі контрольно-вимірювальні прилади, необхідні для експлуатації дизельної установки, повинні піддаватися повірці органами державного і відомчого метрологічного нагляду відповідно до вимог ГОСТ 8.002-86 «Організація і порядок проведення повірки, ревізії та експертизи засобів вимірювань». Забороняється використання приладів, які не пройшли державну повірку, що не мають посвідчення або паспорту на придатність до експлуатації, або з простроченими документами, а також неопломбованих, з пошкодженими пломбами та несправних. Місця встановлення контрольно-вимірювальних приладів повинні мати гарне освітлення, а їх шкали — ясну видимість. На шкалах повинні бути нанесені відмітні позначки, що вказують робочі та граничні значення контрольованих параметрів.

Для здійснення періодичного контролю показань місцевих приладів в умовах експлуатації на судні повинен бути комплект контрольних термометрів і манометрів з необхідними межами вимірювань, класом точності, що задовольняють вимогам відповідних інструкцій.

Перевірка показань місцевих приладів по контрольних повинна проводитися в наступних випадках:

1) при відмінності показань двох місцевих приладів, що вимірюють один і той же параметр;

2) перед проведенням регулювання дизеля;

3) при значній відмінності показань приладів на одному циліндрі дизеля в порівнянні з іншими і умовах нормальної його роботи;

4) перед постановкою приладів на дизель після його ремонту, якщо прилади демонтувались.

Прилади контролю температури, частоти обертання та тиску

Показання штатних термометрів необхідно перевіряти не рідше одного разу на шість місяців по контрольному термометру. Температуру випускних газів слід перевіряти контрольним термометром. У манометричних термометрах хід стрілки (показчика) повинен бути плавний, без стрибків. При плавному підвищенні або зниженні температури стрілка (показчик) в результаті легкого постукування по приладу не повинна змінювати свого становища більше ніж наполовину величини основної допустимої похибки (капілярні трубки повинні бути закріплені згідно з інструкцією на прилад). У скляних термометрах при русі

в капілярах ртуть не повинна залишати на стінках слідів. Стовпчик її не повинен розриватися на непок'єднувані частини. Зберігають термометри в вертикальному або похилому положенні резервуаром вниз. Компенсаційні дроти в термопарах повинні бути без пошкоджень. Вільні кінці термопар, щоб уникнути спотворень результатів вимірювання температури, повинні знаходитися в однакових температурних умовах. Рухливі контакти перемикача гальванометра необхідно один раз на шість місяців змащувати тонким шаром технічного вазеліну. Один раз на рік термопари слід зачищати наждачним папером, видаляючи з них нагар.

На шкалі тахометра, контролюючого частоту обертання дизеля, повинні бути відзначені:

1) червоною рисою — максимальна частота обертання, при якій інструкцією з експлуатації передбачена надійна робота дизеля протягом 1 року;

2) червоними секторами — зони критичної частоти обертання, якщо вона знаходиться в робочому діапазоні.

Контроль за правильністю показань тахометра повинен проводитися систематично, але не рідше одного разу на 10 днів за допомогою контрольного ручного тахометра, тахоскопа і секундоміра або секундоміра і підсумовуючого лічильника частоти обертання колінчатого валу. При користуванні ручними тахометрами або тахоскопами замір повинен тривати не більше 30 с. Наконечник тахоскопа або тахометра, щоб уникнути його прослизання, повинен бути щільно притиснутий до центру (керну) валу, а гумову вставку наконечника слід покрити крейдою. При вимірі вісь приладу повинна збігатися з віссю валу.

Перевірка частоти обертання повинна проводитися в штильову погоду на пря-

мому курсі ходу судна. Отримана поправка до показань встановленого тахометра повинна заноситися в вахтовий журнал і повідомлятися особовому складу машинної команди. При експлуатації приладів тиску необхідно звертати увагу на установку стрілок (показчиків) у нульове положення. Прилади, стрілки (показчики) яких за відсутності в системах тиску не встановлюються в нульове положення, повинні бути замінені.

Терморегулятори

Нормальну роботу терморегуляторів необхідно контролювати за значеннями температур у системах охолодження і масла. При виході з ладу терморегуляторів обслуговуючий персонал повинен вміти переходити з автоматичного регулювання на ручне, щоб забезпечувати нормальне функціонування систем охолодження і безперебійну роботу дизеля.

При обслуговуванні терморегуляторів прямої дії необхідно:

1) забезпечувати герметичність термосистеми і збереження пружини;

2) періодично підводити масло з преснасоса до сальникового ущільнення штока клапана, не допускати сильного затягування сальника;

3) не допускати скручування капіляра, його перегини, прокладку біля гарячих магістралей;

4) проводити у строки згідно з інструкцією з експлуатації розбирання регулятора для огляду і очищення від забруднень.

При обслуговуванні терморегуляторів непрямої дії необхідно:

1) забезпечити герметичність з'єднання магістралей робочого середовища (повітря, масло);

2) забезпечити належну якість повітря в регуляторах пневматичного типу шля-

хом своєчасної продувки масловідділювачів та очищення повітряних фільтрів;

3) забезпечити справність дроселів і шайб.

Необхідно щорічно проводити контрольне випробування терморегуляторів згідно інструкції з експлуатації.

Регулятори частоти обертання

Необхідно контролювати рівень масла при обслуговуванні регуляторів частоти обертання з автономною масляною системою. Слід застосовувати тільки рекомендовані інструкції з експлуатації марки масла. Зміну масла проводити своєчасно, а у випадках його забруднення — негайно. При заправці маслом регулятора необхідно забезпечити видалення повітря з його системи.

Не допускається під час експлуатації змінювати положення упорів максимальної подачі палива і максимальної частоти обертання. Перевірка установки упорів і їх регулювання повинні проводитися під час випробувань дизеля.

Під час роботи дизеля необхідно контролювати появу коливань частоти обертання вала, що перевищують нормативне значення, пов'язаних з підвищеним тертям та збільшеними зазорами в елементах регулятора, в передачах до рейок паливних насосів.

Характеристики регуляторів частоти обертання повинні відповідати наведеним у заводській технічній документації і таким основним вимогам ГОСТ 10511-83:

1) налагодження однорежимного регулятора повинне давати можливість встановлювати частоту обертання 95...105 % номінальної, всережимного та дворежимного — максимально стійку частоту обертання — 105 %;

2) закид частоти обертання після миттєвого скидання номінального навантаження не повинен перевищувати 15 %. Тривалість перехідного процесу при цьому не повинна перевищувати 10 секунд;

3) нестабільність частоти обертання при роботі за регуляторними характеристиками не повинна перевищувати для всережимних регуляторів класу точності В1 2 % — при частоті обертання менше 50 % від номінальної та 1 % — при частоті обертання більше 50 %, і для класу точності В2 відповідно — 4 % та 2 %.

Робота дизеля з несправним регулятором частоти обертання забороняється. У виняткових випадках допускається робота тільки головних дизелів з несправним регулятором. При цьому необхідно знизити частоту обертання на 10...20 % від номінальної та перейти на ручне управління дизелем.

14.7 Паливо, масло та охолоджуюча вода

Для суднових дизелів повинні застосовуватися тільки ті сорти палива і масла, характеристики яких відповідають вимогам інструкції з експлуатації. Експлуатація дизелів на сортах палива і масла, які замінюють рекомендовані заводською інструкцією, може бути допущена тільки за розпорядженням судновласника на базі

позитивних результатів експлуатаційних випробувань.

Судна з потужністю головної силової установки більше 370 кВт повинні мати переносну експрес-лабораторію для проведення аналізів палива та масел. Інші судна повинні забезпечуватися відповідними швидкодіючими індикаторами.

Приймання палива та масла без сертифікатів, що характеризують їх якість, категорично забороняється. Термін давності лабораторного аналізу на паливо і масло не повинен перевищувати 6 місяців.

При прийманні палива і масла повинні бути вжиті необхідні заходи із запобігання забруднення навколишнього середовища відповідно до вимог Міжнародної конвенції із запобігання забруднення моря нафтою та інших нормативних документів, діючих в даній області.

Паливо

Залежно від типу дизеля, наявності відповідної системи паливопідготовки та результатів випробувань дизеля рекомендується застосовувати наступні види палива:

1) для малообертових дизелів (до 200 об./хв.) — палива малої в'язкості типу дизельних дистилатних (ДСТУ 3868-99, ГОСТ 305-82), палива середньої в'язкості типу ДТ і високов'язкі палива типу ДМ (ГОСТ 1667-68), мазут флотський Ф-5 і Ф-12 (ГОСТ 10585-75);

2) для середньообертових дизелів (до 500 об./хв.) — палива малої в'язкості типу дизельних дистилатних (ГОСТ 305-82) та палива середньої в'язкості типу ДТ (ГОСТ 1667-68);

3) для високообертових дизелів (понад 500 об./хв.) — тільки палива малої в'язкості типу дизельних дистилатних (ДСТУ 3868-99, ГОСТ 305-82);

4) для всіх дизелів — газотурбінне паливо (ГОСТ 10433-75).

Для малообертових дизелів допускається використовувати високосірчисті палива з підвищеною вихідною в'язкістю як вітчизняних, так і іноземних сортів, відповідні за своїми властивостями мазуту, а також моторні палива з підвищеним вмістом сірки. У цьому випадку судна повинні мати:

1) спеціальні системи підготовки палива, що включають підігрів, відстій, сепарацію, гомогенізацію;

2) системи легкого (дизельного) палива для пуску дизеля;

3) спеціальну паливну апаратуру;

4) спеціальні сорти циліндрових масел.

При роботі дизеля на паливі іноземних фірм і у разі відсутності відповідних рекомендацій в інструкції з експлуатації необхідно використовувати дані підприємства-виробника двигуна. При цьому необхідно пам'ятати, що паливо іноземних фірм має більш низьку температуру спалаху та температуру застигання, яка не відповідає вітчизняним стандартам.

Забороняється використання в суднових дизелях палив, які не пройшли очищення від механічних домішок та води наявними для цього на судні засобами.

Масло

Марка масла для дизеля обумовлюється в технічних умовах або в заводській інструкції з експлуатації. Для змащування суднових тронкових і крейцкопфних дизелів, в залежності від їх типу та теплонапруженості, а також від марки палива, на якому вони працюють, рекомендується застосовувати моторні масла з присадками згідно до карти масел. У дизелях закордонного виробництва, що знаходяться в гарантійному періоді експлуатації, застосовуються моторні масла, зазначені картою масла або в інструкції з експлуатації.

Для змащування підшипників турбокомпресорів, залежно від в'язкості, застосовуються турбінні масла: Т22, Т30, Т46, а також масла турбінні з присадками: ТП-22, ТП-30, ТП-46. Ці присадки покращують антиокислювальні, деємульгуючі, протикорозійні і антипінні властивості. Турбінне масло марки ТП-30 містить

протизносну присадку. При використанні імпортованих масел слід користуватися таблицею взаємозамінності вітчизняних і зарубіжних сортів. За відсутності для доливання штатного моторного масла експлуатація суднових дизелів допускається на сумішах моторних масел. Варіанти змішування масел, допущених до застосування, визначаються відповідною інструкцією.

Приймання та зберігання палива та масел

Контроль за прийманням палива та масел і оформлення документації покладатиметься особисто на старшого механіка. Прийманням палива і масла від берегової нафтобази (або від судна-бункерувальника) повинен керувати механік, у чиє завідування входить ця система, або за дорученням старшого механіка — вахтовий механік. Персонал, що здійснює прийомку палива і масла повинен бути ознайомлений з системою паливних і масляних трубопроводів, включаючи розташування переливних повітряних та вимірювальних труб і показників рівня заповнених танків.

Під час приймання палива і масла необхідно стежити за наповненням танків та цистерн, здійснюючи періодичні заміри та керуючись показаннями відповідних приладів. На кожному судні в документації, яка видається заводом-будівельником, повинні матися відомості про пропускну здатність паливних і масляних трубопроводів. Бункерування повинне вестися з продуктивністю, що не перевищує встановлену документацією, при тиску нижче допустимого робочого тиску для шлангів. До кінця заповнення танків і цистерн повинна бути знижена продуктивність насосів бункерувальної станції. Приймання палива та масла

в танки і цистерни повинне здійснюватися з урахуванням розширення нафтопродуктів при плаванні в більш теплих водах.

Під час бункерування повинен бути забезпечений надійний зв'язок між персоналом, відповідальним за бункерування, вахтовим помічником капітана і персоналом стаціонарного або плавучого бункерувального засобу для передачі вказівок про зміну режиму або про припинення подачі палива і масла.

Перед прийманням нафтопродуктів слід отримати сертифікат на паливо і масло та перевірити відповідність його характеристик зазначеним у заводській інструкції з експлуатації дизеля. При виявленні невідповідності характеристик палива і масла вимогам заводської інструкції з експлуатації дизеля, а також у разі їх значного забруднення та обводнення приймання палива і масла на судно не допускається.

У процесі приймання палива і масла на судно відповідальний за прийом цих нафтопродуктів зобов'язаний здійснювати систематичний візуальний і контроль за допомогою експрес-лабораторії за його якістю. При виявленні невідповідності якості палива або масла пропонуваному до них вимогам прийом повинен бути припинений, складено відповідний акт і відібрані проби обома сторонами для подальшого аналізу.

Чистка паливних і масляних танків і цистерн повинна проводитися не рідше одного разу на рік. При цьому необхідно вживати заходів пожежної безпеки і щодо захисту осіб, працюючих в танках і цистернах, від отруєння газами, керуючись Правилами техніки безпеки на судах цивільного флоту.

Внутрішні поверхні паливних і масляних танків і цистерн фарбуються тільки

спеціальною фарбою, стійкою до руйнування нафтопродуктами.

Забороняється фарбувати внутрішні поверхні металевих паливних і масляних танків і цистерн фарбами, розведеними на олифі.

Приймання масла необхідно робити через фільтри з дрібною сіткою. Забороняється заливка масла в палубні прийомні отвори під час навантаження вугілля, солі, а також приймання масла, доставленого на судно в брудній або іржавій тарі. Забороняється змішувати різні сорти масел.

Не рідше одного разу на три місяці старший механік зобов'язаний направляти пробу свіжого масла, яке зберігається на судні, на лабораторний аналіз.

Облік витрат і запасів палива та масел

Облік витрати палива, перевірка наявності масла на судні та облік витрати масла повинні контролюватися відповідальним за це механіком. Наявність палива і масла на судні реєструється в машинному журналі кожну добу. Головний (старший) механік з репрезентованими відомостями повинен порівнювати фактичні витрати палива і масла з існуючими нормами.

Щомісяця старший механік зобов'язаний складати, а після прибуття з рейсу представляти в МСС судовласника теплотехнічний звіт і звіти по паливу і маслу, які служать основними документами для обліку виконання норм витрати палива і масла. До паливного і масляного звітів повинні бути додані накладні та сертифікати на отримане паливо і масло.

Запас палива на судні складається з основного, який повинен бути достатнім для виконання переходу судна з порту до району промислу (або з району промислу до порту) або з району промислу до най-

ближчого пункту заправки, і аварійного запасу, що становить 20% основного. Витрачання аварійного запасу в звичайних експлуатаційних умовах не допускається.

При використанні на судні різних сортів палива запас його обчислюється за кожним сортом в кількості, необхідній для виконання переходу судна з порту до найближчого пункту заправки з урахуванням 20% за кожним сортом палива.

Очищення палива та масел

Перед використанням палива в дизелях необхідно очистити його від механічних домішок та води. Вміст механічних домішок та води визначається вимогами відповідних стандартів. Очищення палива виконується за допомогою спеціальної системи, що включає підігрівачі, відстійні цистерни, фільтри і сепаратори. Подача до дизелів палива, що містить механічні домішки і воду в кількостях більших, ніж забезпечують судові засоби очищення, категорично забороняється. У разі значного обводнення необхідно робити відстій і подвійну сепарацію палива.

Основним режимом при сепарації палив малої в'язкості повинен бути режим пурифікації (відділення води), при сепарації палив середньої в'язкості — кларифікації (відділення механічних домішок). Сорти палива малої в'язкості сепарують без підігріву при 100%-ної продуктивності сепаратора, палив середньої в'язкості — з підігрівом до 75...85 °C при продуктивності 30% номінальної. Для збільшення терміну служби масло при роботі дизеля необхідно піддавати очищенню шляхом сепарації. Основним режимом сепарації моторних масел є режим кларифікації. При виявленні вмісту води в маслі понад 0,3...0,5% сепаратор необхідно зібрати і відрегулювати на режим пурифікації. З'ясувавши і по можливості усунувши причини появи

води, масло слід сепарувати до вмісту води в ньому нижче 0,3 %, після чого сепаратор зібрати на режим кларифікації. Продуктивність сепаратора як на режимі кларифікації, так і на режимі пурифікації повинна становити 20...30 % номінальної для масел групи Г2 і Д та 30...50 % — для масел групи В2. Температура масла при сепарації на обох режимах повинна становити 80...85 °С, якщо його тиск на вході в двигун не знижується до мінімально допустимого рівня. Якщо масло, яке сепарується, має схильність емульгувати, то шляхом підвищення температури до 90 °С, максимально до 95 °С, можна позбавитися емульгації та відсепарувати воду при роботі сепаратора на режимі пурифікації.

При сепарації моторного масла періодичність включення сепаратора та тривалість його роботи на режимі кларифікації встановлюється залежно від загального рівня та швидкості забруднення масла, а також ефективності очищення сепаратора на зворотньому режимі. При вмісті нерозчинних у бензині механічних домішок до 3% та вище сепарацію масла слід продовжувати протягом декількох годин і після зупинки дизеля. Тривалість сепарації масла на режимі пурифікації повинна вибиратися з умови, що вміст води в маслі на виході з сепаратора буде нижчим за 0,3 %.

Сепарацію моторних масел тронкових дизелів у разі інтенсивного надходження забруднень краще проводити з перших годин роботи після зміни масла. У крейсерських двигунів сепарацію масла слід починати після 300...400 год. роботи двигуна на свіжому маслі. При заміні масла однієї марки на іншу з більш високими експлуатаційними властивостями сепарацію слід робити безперервно з перших годин роботи, оскільки йде інтенсивне зми-

вання відкладень продуктів окислення масла і палива. Критерієм для закінчення безперервної сепарації є різке зниження інтенсивності утворення відкладень в барабані сепаратора, після чого можна переходити на періодичну сепарацію.

При сепарації масел на режимі пурифікації для створення гідравлічного затвора необхідно застосовувати тільки прісну або дистильовану воду в кількості, яка зазначена інструкцією з експлуатації сепаратора. Температура води повинна відповідати температурі масла або перевищувати її, але не більше ніж на 5 °С.

Промивання масел з присадками водою або парою не допускається.

Для контролю за зміною фізико-хімічних показників циркуляційних масел в процесі експлуатації дизеля і зіставлення їх з бракувальними показниками повинні відбиратися проби з масляної системи для аналізу.

Контроль за якістю масла, що знаходиться в системі, здійснює другий механік за допомогою суднової експрес-лабораторії з інтервалами:

- 1) через 1...5 годин роботи масла після його повної заміни;
- 2) через кожні 200 годин роботи і перед повною заміною для масел із середньою тривалістю роботи менше 2000 год.;
- 3) через кожні 500 годин роботи і перед повною заміною для масел із середньою тривалістю роботи від 2000 до 5000 год.;
- 4) через кожні 2000 годин роботи і перед повною заміною для масел із середньою тривалістю роботи понад 5000 год.;
- 5) за 1...2 доби до приходу в порт.

Відбір проб проводиться перед кожною повною заміною масла для аналізу в береговій лабораторії.

Про якість працюючого масла судять за зміною в'язкості, температури спалаху,

лужного числа, диспергуючої здібності, за вмістом водорозчинних кислот, води, нерозчинних у бензині продуктів забруднень (механічних домішок). Для повного аналізу якості циркуляційного масла старший механік зобов'язаний після кожного рейсу направляти проби в лабораторію.

Проби масла для лабораторного аналізу відбираються на працюючому дизелі безпосередньо з циркуляційного трубопроводу до застосування засобів очищення в чистий сухий посуд, який щільно закривається, місткістю 0,5 л. Перед відбором проб необхідно обтерти пробний кран, злити з нього вдвічі більшу кількість масла, ніж застоялося в крані і в підвідній до нього трубі. Тара з відібраною пробкою (для передачі на аналіз в теплотехнічну лабораторію) закупорюється пробкою (не слід застосовувати гумові пробки) та забезпечується інформаційною картою із зазначенням найменування судна, марки і номера двигуна, дати і місця відбору проби, марки масла та палива, вмісту сірки в ньому, часу роботи масла з моменту заливання його в систему, кількості долитого свіжого масла з моменту заливки в систему на момент відбору проби, періодичності та тривалості сепарації, прізвища та посади людини, що відібрала пробу.

Терміни заміни масла визначаються інструкцією підприємства-виробника або положенням, розробленим судновласником для кожного конкретного типу дизеля відповідно з його особливостями.

Непридатне для подальшої роботи масло за вказівкою МСС (або аналогічної служби, фахівця) повинно здаватися на регенерацію. При заміні масла необхідно очистити і промити стічні цистерни та картер дизеля. Забороняється заливати свіже масло в неочищені та непромиті стічні цистерни та картер.

Охолоджуюча вода

Якість охолоджуючої води, яка визначається вмістом солей і загальною жорсткістю, надає безпосередній вплив на процеси корозії та утворення шламу. Для охолодження дизелів може використовуватися берегова прісна вода або дистиллят, одержуваний у випарниках. Запобігання корозійно-кавітаційних руйнувань охолоджуваних поверхонь блоків і втулок має здійснюватися за допомогою емульсійних масляних і інших типів присадок вітчизняного та іноземного виробництва, які застосовуються в даний час.

Засобами покращення якості циркуляційної води при замкнутій системі є попередня обробка, додавання антикорозійних присадок і застосування антифризів. Попередня обробка води проводиться:

- 1) дистиляцією, коли практично досягається повне знесолення;
- 2) кип'ятінням — з метою усунення карбонатної жорсткості;
- 3) хімічною обробкою кислотами і лугами — з метою повного пом'якшення води.

Перше застосування антикорозійного емульсійного масла в якості присадки до охолоджувальної води в дизелях, що знаходяться в експлуатації, допускається тільки за умови ретельного очищення охолоджуваних поверхонь циліндрових втулок і блоків від накипу, шламу, продуктів корозії, масла та інших забруднень. Перед введенням антикорозійного емульсійного масла систему охолодження необхідно ретельно промивати гарячою (50...60 °C) прісною водою доти, поки вода, що зливається з системи, не буде чистою за візуальною оцінкою.

При забрудненні системи охолодження в процесі експлуатації відкладеннями масла, оксидами заліза, шламом, а також при переході з однієї марки присадки на

іншу, навіть якщо присадки відносяться до одного типу, необхідно провести очищення системи охолодження у відповідності з інструкцією з хімічного очищення замкнених систем охолодження дизелів.

Рішення про необхідність очищення системи приймає старший механік в залежності від кількості та характеру відкладень. Як правило, очищати систему охолодження слід не рідше одного разу на 8 місяців.

У разі відсутності антикорозійного емульсійного масла або інших ефективних типів присадок слід застосовувати присадки на хроматній основі. Основним компонентом присадок є хромпик (дихромат калію), який застосовується в поєднанні з нітритом натрію або кальцинованою содою. Кращі результати дає присадка з трьох компонентів: хромпіка,

нітриту натрію та кальцинованої соди. Застосовуючи присадки на хроматній основі для обробки охолоджувальної води дизеля, необхідно суворо дотримуватися рекомендованих захисних концентрацій.

При низькій температурі навколишнього середовища, у разі можливого замерзання води в замкнутій системі охолодження необхідно замість води заливати спеціальні рідини (антифризи) з низькою температурою замерзання.

Контроль якості води, що охолоджує дизелі, повинен здійснюватися за допомогою суднової комплектної лабораторії не рідше двох разів на місяць другим механіком з відповідним записом у судновому журналі контролю якості паливно-мастильних матеріалів та охолоджуючої води.

14.8 Технічне обслуговування дизеля

Технічне обслуговування дизелів необхідно виконувати, керуючись вимогами, що регламентують організацію технічного обслуговування суден та дизелів, які викладені у Положенні про технічну експлуатацію флоту та відповідно до прийнятої для певного типу судна системи його технічного обслуговування та ремонту.

Склад робіт з технічного обслуговування дизелів, періодичність їх виконання та інші дані (трудоемність робіт, склад виконавців, матеріально-технічне постачання та ін.), необхідні для забезпечення технічного обслуговування, встановлюються на основі вимог заводської інструкції з експлуатації з урахуванням технічного стану дизелів та умов їх експлуатації.

Безпосереднє керівництво та відповідальність за організацію технічного

обслуговування і ремонту дизелів покладається на старшого механіка, який зобов'язаний підготувати необхідну документацію (ремонтні відомості, ескізи), проконтролювати виконання робіт судновим екіпажем (СЕ) або судновою ремонтною бригадою (СРБ) відповідно до зазначеної в графіках періодичності та об'єму. Для перевірки технічного стану дизелів, обслуговуючі їх механізми і системи не рідше одного разу на рік повинні піддаватися інспекторському огляду спеціальною комісією, яка призначається наказом керівника організації судновласника відповідно до Положення про технічну експлуатацію суден цивільного флоту.

Роботи з технічного обслуговування, пов'язані з розкриттям дизелів, які можуть бути виконані під час стоянки судна в порту, проводяться з дозволу старшого механіка. Якщо тривалість стоянки

недостатня для проведення технічного обслуговування, а також якщо судно знаходиться в плаванні (на промислі), для проведення робіт з розбирання дизелів, крім того, має бути отримано дозвіл капітана.

При проведенні ремонтних робіт необхідно керуватися нормами зносів та міжремонтних періодів двигунів, регламентуючими послідовність проведення ремонтів і міжремонтні періоди дизелів, граничні та післяремонтні розміри (зазори) основних деталей, сполучень дизелів і обслуговуючих їх механізмів, витрату запасних частин, укрупнену номенклатуру робіт за категоріями ремонтів. Послідовність проведення планових ремонтів (поточний, середній, капітальний) дизеля повинна бути узгоджена з плановими заводськими ремонтами судна. При цьому слід виходити з необхідного рівня відновлення ресурсу ремонтovanого дизеля, його терміну служби та технічного стану. Ремонт дизелів повинен проводитися під технічним наглядом Регістру судноплавства України.

Результати виконаних обмірів з метою визначення зносів і зазорів із зазначенням кількості відпрацьованих годин повинні записуватися у формуляр дизеля і в журнал технічного стану, куди заносяться також всі виявлені дефекти та заходи, прийняті для їх усунення. Дефекти і несправності, виявлені під час огляду дизелів, мають бути усунені негайно або залежно від їх характеру при черговому ремонті.

Особи, які виконують технічне обслуговування і ремонт, повинні звертати увагу на те, щоб у процесі робіт не були пошкоджені засоби автоматизації, встановлені на дизелі і обслуговуючих його механізмах, а також лінії зв'язку (кабелі, капілярні трубки та ін.) Механічна цілісність джерел інформації, виконавчих органів, перетворювачів та інших засо-

бів автоматизації, а також ліній зв'язку повинна забезпечуватися механіками по завідуваннях. Відключення та демонтаж засобів автоматизації повинні проводитися з відома та за участі фахівців, що відповідають за їх технічну експлуатацію, при суворому дотриманні правил техніки безпеки і заводських інструкцій.

Старший механік після закінчення встановлених строків зобов'язаний своєчасно пред'явити дизелі Регістру судноплавства України. За відсутності спеціальних вказівок підприємства-виробника з вибору місць обміру шийок колінчатого вала крайні перерізи вибираються на відстані 15...20 мм від галтелей. При неможливості зробити обмір рамових шийок мікрометричною скобою (при нерозбірному двигуні) заміряють биття рамових шийок колінчатого вала, що лежить на всіх рамових підшипниках та від'єднаний від валопроводу, за допомогою індикатора годинникового типу, встановленого на штативі і розташованого по відношенню до вала у вертикальній площині (НМТ–ВМТ). Величина биття визначається як різниця найбільшого і найменшого відхилень стрілки індикатора за повний оборот вала в двох перетинах, розташованих на відстані 0,4*l* в кожную сторону від середини підшипника, де *l* — довжина рамового підшипника.

Перевірку характеру і величини вигину осі колінчатого вала необхідно проводити шляхом заміру просадки в рамових підшипниках і розкепів. Просадка рамових шийок колінчатого вала повинна перевірятися за допомогою просадної скоби після зняття кришок і верхніх вкладишів підшипників носової та кормової частини шийки на відстані 15...20 мм від галтелей. При цьому кривошип першого циліндра повинен бути поставлений в положення ВМТ. Перевірка розкепів колінчатого вала повинна здійснюватися:

1) у вертикальній площині — як різниця відстаней між щоками при положенні кривошипа в ВМТ та НМТ;

2) у горизонтальній площині — як різниця відстаней між щоками при положенні кривошипа на правому та лівому борту.

Розкеп вважається позитивним, якщо розкриття кривошипа валу в ВМТ більше, ніж у НМТ (у цьому випадку геометрична вісь валу буде мати вигляд увігнутої лінії). Розкеп вважається негативним, якщо розкриття кривошипа вала в НМТ більше, ніж у ВМТ (у цьому випадку вісь валу буде мати вигляд опуклої лінії).

При вимірах просадки валу і розкепів необхідно переконатися в щільному приляганні рамових шийок до нижніх вкладишів рамових підшипників. При цьому щуп 0,03 мм не повинен проходити між шийками і вкладишами. Місця встановлення пристроїв з індикатором для визначення розкепів мають бути розташовані по осі щік:

$$h = \frac{S + d}{2},$$

де h — відстань від осі мотильової шийки до осі індикатора, мм; S — хід поршня, мм; d — діаметр ромкової шийки, мм.

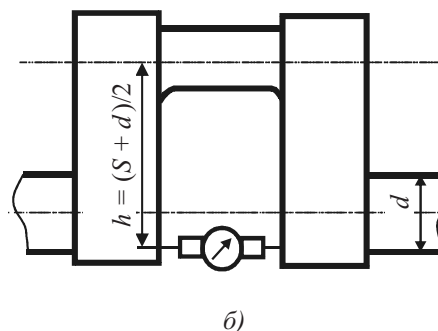
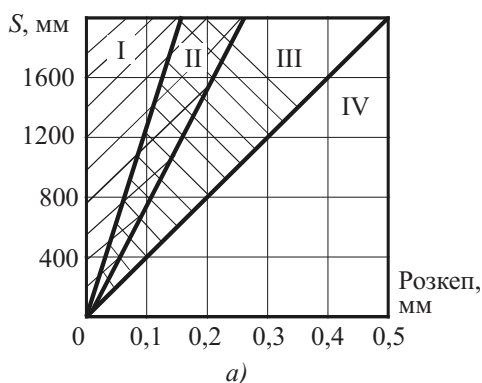


Рисунок 14.2. Номограма визначення гранично-припустимих розкепів колінчатого валу (а) та схема установки індикатора (б).

Стан укладання: I — добрий; II — задовільний; III — допустимий в процесі експлуатації; IV — незадовільний (перекладання обов'язкове)

На поверхні щік повинні бути відзначені (накернені) місця установки індикаторів. Установчі та гранично допустимі величини розкепів регламентуються підприємством-виготовлювачем дизеля. За відсутності таких даних рекомендується користуватися номограмою (див. рис. 14.2), яка визначає залежність величини розкепів від ходу поршня.

Періодичність виміру розкепів та просідання колінчатого валу здійснюється в терміни, зазначені інструкцією з експлуатації, а також до і після затягування анкерних пов'язів та фундаментних болтів, після виплавляння та заміни вкладишів рамових підшипників, задирів поршнів, посадки судна на ґрунт і т. д.

Втулки і блок циліндрів

При огляді робочої поверхні втулок циліндрів необхідно звертати увагу на натертості, раковини, задири, подряпини, тріщини на дзеркалі, а також на перемичках випускних та продувних вікон. При огляді поверхонь, що омиваються водою, бургтів та посадочних пасків необхідно звертати увагу на корозійно-ерозійні руйнування. Дозволяється залишати без виведення натертості загальною площею

не більше 50 см², глибиною 0,2 мм та довжиною 80 мм для циліндрів діаметром до 0,5 м. Для циліндрів більшого діаметру загальна площа натертостей збільшується пропорційно діаметру циліндра, а для меншого діаметра — зворотно пропорційно. Дозволяється залишати без виведення окремі риски глибиною 0,5 мм і довжиною не більше 100 мм, але з обов'язковим притуплюванням гострих кромek. Зачищати циліндрові втулки на місці без випресовки дозволяється дрібним карборундовим каменем або наждачним промасленим папером тільки в поперечному напрямку. Зачистка втулок в поздовжньому напрямку забороняється. Після зачистки перевірити чистоту отворів для змащування циліндрів і при необхідності прочистити їх доступним способом.

Для визначення зносу робочої частини втулки проводяться виміри діаметрів у двох взаємно перпендикулярних напрямках — по осі і по обертанню колінчатого валу. Для виконання обмірів в одних і тих же місцях рекомендується застосовувати спеціальні рейки-шаблони з отворами або вирізами, що вказують перерізи, за якими необхідно робити обміри.

Огляд протекторів, встановлених у порожнинах охолодження блоку циліндрів, а також огляд і хімічне очищення водяного простору блоку повинні проводитися в терміни, зазначені в інструкції підприємства-виробника. Кріплення цинкових протекторів повинно здійснюватися сталевими болтами або шпильками. Відсутність зносу протектора свідчить про порушення електричного контакту опорної поверхні протектора з захищеною поверхнею або про невідповідність матеріалу протектора своєму призначенню. Для забезпечення надійного контакту необхідно зачистити до блиску опорні поверхні протекторів

і болтів кріплення. Протектори, зношені більш ніж на 50 %, необхідно замінити. Розміри протектора для перевірки на знос слід визначати після очищення від нерозчинних продуктів корозії.

У разі виявлення твердого накипу порожнини охолодження блоку циліндрів повинні бути піддані хімічному очищенню. Після очищення внутрішніх стінок та зовнішніх поверхонь втулок необхідно провести їх ретельний огляд для визначення глибини корозії і кавітаційної ерозії. При значній корозії та кавітаційній ерозії втулки слід замінити.

При випресованих циліндрових втулках необхідно звернути особливу увагу на відсутність тріщин в посадочних місцях втулок і блоку, а також на загострення кромek випускних продувних вікон двотактних дизелів. Для усунення цього недоліку кромки вікон закруглюють, дотримуючись рекомендацій підприємства-виробника.

Кришки циліндрів

При огляді кришок необхідно звертати увагу на можливі дефекти: тріщини і раковини на зовнішніх поверхнях, відкладення накипу і корозійних продуктів на охолоджуваних поверхнях, неплотність роз'єму складових кришок, жолоблення, знос сідел і втулок клапанів, пошкодження посадочних місць форсунок та клапанів, нагароутворення, обгорання, вм'ятини і подряпини на посадочних місцях клапанів і форсунок, прогорання, нерівності, пошкодження прокладок і опорних поверхонь ущільнюючих буртів, обрив шпильок.

Огляд цинкових протекторів і кислотне очищення засорочкового простору кришок повинні проводитися в терміни, зазначені в інструкції з експлуатації. Кріплення цинкових протекторів про-

водиться тільки сталевими болтами або шпильками. При установці нової кришки циліндра слід обов'язково заміряти висоту камери стиснення методом, рекомендованим інструкцією з експлуатації. За відсутності таких рекомендацій замір висоти камери стиснення повинен проводитися за допомогою двох свинцевих відбитків одночасно в напрямку «ніс» і «корма».

Висота камери стиснення може регулюватися:

- 1) зміною товщини компресійної прокладки (у дизелів з окремою нижньою головкою шатуна);
- 2) зменшенням висоти ущільнюючого бурту кришки;
- 3) зміною товщини прокладок під ущільнюючим буртом кришки.

Клапани кришок циліндрів

При розбиранні впускних і випускних клапанів має бути звернена увага на стан штока, його втулки і робочого поля, а також на посадочне місце клапана в кришці циліндра. Клапани, що мають напрацювання у штока і робочого поля, підлягають шліфуванню, а посадочне місце клапана в кришці — зенківкою. Для зменшення площі робочого поля регулюється проточка (торцювання) гнізд для клапанів у кришці. При зносі втулки клапана і його штока, що перевищує більше 0,02 діаметра штока, необхідна заміна втулок.

Якість притирання клапанів може бути оцінена такими способами:

- 1) у корпус зібраного клапана наливають гас і по просочуванню останнього судять про герметичність між тарілкою клапана та гніздом кришки;
- 2) поперек притертості робочого поля клапана наносять кілька рисок тонко заточеним олівцем. При гарній притирці всі

рисочки олівця при повертанні клапана по гнізду на 15...20 град. будуть стерті.

Щільність клапанів перевіряється подачею стисненого повітря під тиском 0,5...0,6 МПа по гнучкому шлангу через індикаторний кран при положенні поршня у ВМТ та перевіркою на слух виходу повітря в патрубки або прокручуванням колінчатого вала при закритому індикаторному крані у циліндра, який перевіряється.

Поршні циліндрів і поршневі кільця

При розбиранні поршнів і поршневих кілець слід переконатися у відсутності тріщин, неприпустимого зносу, обгоряння, нагароутворення, подряпин, рисок, задирів, натирів, корозії, закоксування поршневих кілець, жолоблення, втрати ними пружності, слідів пропусків газів поршневими кільцями. За наявності на поршні неглибоких натирів, задирів і рисок дозволяється їх зашліфувка поперек осі поршня. Напрацювання, що утворюється в канавках поршнів, повинне бути видалено проточкою. При розробці канавок по висоті, що перевищує норми, встановлені інструкцією з експлуатації, старі кільця повинні бути замінені новими зі збільшеним розміром по висоті.

Місцеві натирання на робочій поверхні вказують на те, що поршень працював з великим перекосом через неправильний пригон мотильового підшипника. Перекіс поршня повинен бути усунутий при монтажі.

При тугій посадці поршневого пальця для демонтажу останнього рекомендується нагрівати поршень в маслі або іншим способом до температури 100 °С. Забороняється нагрівати поршень для демонтажу понад 100 °С. При значному закоксуванні поршневих кілець слід для видалення нагару витримувати поршень

в спеціальному розчині протягом 2...3 год. при температурі 80...95 °C з наступною механічною очисткою. Рекомендовані склади розчинів наведені у Додатку 20. Зняття кілець з поршня має проводитися тільки за допомогою спеціальних пристроїв.

Вимірювання зазору по висоті між поршневим кільцем і канавкою поршня робиться щупом по всьому колу надітих на поршень кілець. Зазор в замку у поршневих кільцях перевіряється щупом при установці кільця в найменш зношену (нижню) частину втулки або в спеціально виготовленому калібрі, виконаному під розмір номінального діаметра втулки циліндра. Пружність кільця перевіряється за допомогою спеціального пристрою або шляхом порівняння зазорів в замку кільця у вільному стані. Різниця зазорів в замку нового та знятого з поршня кілець у вільному стані не повинна перевищувати 5 % зазору в замку нового кільця.

Кромки поршневих кілець повинні бути запилені, а самі кільця добре підігнані по пазам. Замки кілець повинні бути запилені таким чином, щоб при роботі їх кінці, проходячи повз продувних і випускних вікон, не вдарилися по кромкам, які, у свою чергу, також повинні бути округлені. Встановлення кілець з гострими кромками не допускається. При зупинках дизеля необхідно періодично прокачувати масло в циліндри (не рідше двох разів на добу) для запобігання корозії деталей циліндро-поршневої групи, обов'язково повертаючи при цьому колінчатий вал.

Хромовані поршневі кільця повинні замінюватися новими при наявності слідів викришування хрому або в тому випадку, коли хром зноситься більш ніж на 1/4 робочої поверхні кільця. Встановлення нових хромованих кілець можна ро-

бити тільки для нової або реставрованої циліндрової втулки, що має правильну геометрію циліндрової частини. У протилежному випадку зношені або пошкоджені хромовані кільця повинні замінюватися нехромованими. Маслоз'ємні кільця, висота циліндрового поясу яких збільшилася удвічі у порівнянні з номінальним розміром, підлягають заміні новими. За відсутності нових маслоз'ємних кілець допускається проводити зменшення висоти циліндрового поясу методом проточки або обпилювання.

Перед підгонкою нове кільце треба перевірити на відсутність жолоблення фарбою на плиті. Величина жолоблення кільця при перевірці його щупом на плиті не повинна перевищувати 0,05...0,08 мм (менша величина допустимого жолоблення відноситься до кілець діаметром менше 200 мм). Потім кільце вставляється в циліндр для визначення величини зазору в замку і перевірки щільності прилягання до поверхні циліндра. Щільність прилягання визначається або на світло, або за допомогою щупа. При цьому платівка щупа 0,03 мм може проходити не більше ніж на 1/3 довжини кола (за умови повного прилягання кільця на решті частини кола).

Поршневі пальці

При огляді поршневих пальців необхідно звертати увагу на задири, натирання, вм'ятини, тріщини, викришування цементованого шару. Після обмірів поршневих пальців і внутрішніх діаметрів бобишок поршнів слід визначити, чи відповідає посадка (зазор або натяг) пальця в поршні рекомендованій інструкцією підприємства-виробника. Для визначення величини зносу поршневих пальців (за діаметром, овальністю та конусністю) проводяться виміри їх діаме-

трів в декількох поперечних перетинах за двома взаємно перпендикулярними напрямками паралельно та перпендикулярно до осі поршня.

Підшипники рамові, мотильові та головні

Вкладиші підшипників поділяються на товстостінні і тонкостінні. Основним показником є відношення товщини тіла вкладиша без заливки до зовнішнього діаметру. У товстостінних вкладишів цей показник становить 0,065...0,100, у тонкостінних — 0,025...0,045.

При огляді підшипників необхідно звертати увагу на тріщини, викришування і відшаровування антифрикційного металу, а також на стан галтелей та охолоджувачів масла. При виявленні тріщин (особливо кільцевих замкнутих), глибоких задирів, викришування і відставання антифрикційного металу підшипники повинні бути замінені.

Заміри зазорів в підшипниках, що не вимагають розбирання, виконуються щупом з обох торців. Зазор в нероз'єднаних головних підшипниках тронкових дизелів заміряється також щупом при роз'єднаних шатуні та поршні між втулкою шатуна і пальцем з обох торців по всій окружності.

Заміри масляних зазорів в підшипниках, які потребують розбирання, виконуються за допомогою зняття відбитків свинцевого дроту, який накладають на шийку вала в трьох перетинах, розташованих на однакових відстанях по довжині шийки. Товщину дроту, знятого після обтиску гайок, вимірюють мікрометром. Діаметр свинцевого дроту, застосовуваного для замірів зазорів підшипників, повинен приблизно дорівнювати подвійній величині очікуваного зазору. Довжина кожного відрізка дроту повинна бути близько 1/3 довжини окружності. Якщо перевіря-

ється зазор менше 0,06...0,08 мм, а також якщо підшипники мають тонкостінну бабітову заливку, заливку з свинцевої бронзи або гальванічного покриття, використання свинцевого дроту для перевірки величини зазору не допускається і зазор слід заміряти щупом.

Замір осьового зазору в підшипниках проводиться щупом з обох сторін (ніс, корма). При регулюванні осьового зазору слід враховувати величину температурного подовження вала. Для зменшення зазорів роз'єднаних підшипників, що мають прокладки між вкладишами, має бути замінені однакова їх кількість (по товщині) з обох сторін підшипника. За відсутності прокладок між підшипниками зазор може бути зменшений за рахунок перезаливання або заміни вкладишів.

Вкладиші тонкостінних підшипників з бабітовою заливкою, із заливкою зі свинцевої бронзи, з гальванічним покриттям замінюють при виявленні масляних зазорів, які перевищують допустимі, а також при появі серйозних дефектів заливки у вигляді відставання та викришування. Підшипники цих видів ні в якому разі не ремонтують, а замінюють новими заводського виготовлення. При заміні вкладишів рамових підшипників необхідно керуватися даними виміру розкепів колінчатого вала та заміру просадною скобою. Обпилювання стиків вкладишів і кришок тонкостінних підшипників з метою зменшення масляного зазору, а також шабрівка заливки категорично забороняється. Заливку вкладишів необхідно охороняти від ударів та подряпин. Дopusкається заміна одного вкладиша тонкостінних підшипників з бабітовою заливкою: верхнього або нижнього. На відміну від них тонкостінні підшипники зі свинцевої бронзи та з гальванічним покриттям необхідно замінювати всі відразу, тобто комплектом.

Величина натягу вкладиша підшипника визначається згідно інструкції з експлуатації. При її відсутності величина натягу вкладиша підшипника визначається пристроєм з додаванням радіального зусилля до робочої поверхні або тангенціального зусилля до торця роз'єму вкладиша.

Шпильки рамових підшипників

При огляді шпильок рамових підшипників і гайок необхідно звернути увагу на можливі дефекти: пошкодження різьби, забоїни, натіри, тріщини, скручування шпильок, ослаблення посадки гайок на різьбі та шпильок в отворах кришки рамового підшипника. Ці дефекти повинні служити підставою для заміни шпильок. Крім того, шпилька повинна бути замінена при досягненні встановленого підприємством-виробником терміну роботи. Шпильки рамових підшипників не повинні бовтатися в отворах кришки або входити в них занадто туго. При складанні допускаються лише легкі удари мідною або свинцевою кувалдою масою 3...5 кг по верхній кришці рамового підшипника.

Шатунні болти

При огляді шатунних болтів і гайок необхідно звернути увагу на можливі дефекти: пошкодження різьби, забоїни, натіри, тріщини, скручування болтів, ослаблення посадки гайок на різьбі і болтів в отворах головок шатунів. Ці дефекти повинні служити підставою для заміни болтів. Крім того, болт повинен бути замінений при досягненні встановленого підприємством-виробником напруження або якщо його залишкове подовження перевищить норми, встановлені підприємством-виробником. Періодичність вимірів залишкового подовження та дефектоскопічного контролю шатун-

них болтів встановлюється інструкцією з експлуатації дизеля.

При сильних забоях поршнів циліндрів, значному перегріві мотильових підшипників, а також у разі, якщо мала місце робота дизеля в рознос, відповідні шатунні болти підлягають заміні. Шатунні болти при складанні не повинні вивалюватися з отворів головки шатуна або входити в нього дуже туго. При складанні допускаються лише легкі удари мідною або свинцевою кувалдою масою 3...5 кг, при цьому не повинні піддаватися пошкодженню торцеві поверхні болтів. Знов виготовлені шатунні болти, що надійшли на судно для поповнення змінно-запасних частин, повинні мати паспорт, в якому вказується хімічний склад матеріалу і результати механічних випробувань зразка. На кожен болт з різьбою діаметром понад 20 мм повинен бути завданий товарний знак підприємства-виробника і довжина з точністю до $1,8 \times 10^{-4}$. Місце, розміри і спосіб нанесення знаків маркування повинні бути обрані з урахуванням збереження її протягом строку служби болта. Установка шатунних болтів без паспорта і товарного знака підприємства-виробника забороняється.

При заміні шатунних болтів необхідно перевірити прилягання опорних поверхонь головок і гайок до відповідних площин гнізд в шатуні. При хорошому приляганні опорних поверхонь щуп товщиною 0,03 мм не повинен проходити під головку болта і опорну частину гайки. Якщо після затягування гайки виявиться, що свердління у болта для шплінта не співпадає з прорізами гайки, необхідно послабити затяжку та повторити операцію знову. Якщо знову не збіжаться отвори, то гайку слід повернути в бік натягу до збігу отвору з прорізом. Шплінтовку гайок шатунних болтів необхідно

проводити тільки стандартними сталевими шплінтами, які щільно входять до свердління болта, або іншими засобами, передбаченими конструкцією дизеля. Застосування шплінтів невідповідного розміру, таких, що були у вжитку, або дроту забороняється.

Механізм газорозподілу

При виявленні дефектів у ланках ланцюга необхідно:

1) перевірити стан робочої поверхні кулачкових шайб на відсутність вибоїн, вм'ятин, рисок, задирів, розтріскування і відставання шару цементації;

2) перевірити просідання і прогин розподільного вала;

3) перевірити щільність посадки кулачкових шайб на розподільному валу;

4) перевірити величину масляних зазорів в підшипниках розподільного валу, в механізмі газорозподілу і в напрямних втулках клапанів;

5) перевірити якість притирання клапанів;

6) переконатися у відсутності тріщин на охолоджуваних водою корпусах випускних клапанів, а також пошкодження прокладок;

7) перевірити пружність пружини клапанів.

Ланцюгові передачі

Огляд ланцюгових передач проводиться з метою визначення натягу ланцюга і стану його ланок. Основними дефектами ланцюгової передачі є: знос втулок (роликів) і щік ланок, задири зубів, зірочок, пальців, втулок і подовження ланцюга. При виявленні дефектів у ланках ланцюга необхідно провести його демонтаж та видалити зіпсовану ланку у відповідності з інструкцією з експлуатації. Підтягування ланцюга проводити відповідно до інструкції з експлуатації.

Зубчасті передачі

Огляд зубчастих передач проводиться з метою визначення стану зубів коліс і виявлення можливих дефектів: рисок, задирів, подряпин, зносу, тріщин, наволакування, піттингов, викришування і поломки. Виміряти величину осьового зазору. Оглянути і перевірити кріплення коліс зубчастих передач на валу. Для визначення величини зносу зубчастих передач заміряти бічні зазори між зубами ведучого і веденого колеса не менш ніж у чотирьох положеннях (через 90°) з обох кінців зуба. Замір проводити за допомогою щупів або мікрометра, заміряти товщину відбитка свинцевого дроту, який прокатується між зубами коліс.

Регулятори

При огляді деталей регулятора необхідно перевірити:

1) величину масляних зазорів в підшипниках ковзання і відсутність люфту в підшипниках кочення;

2) відсутність люфту у системи тяг і важелів приводу;

3) стан і величину зазору у зубчастих передачах.

Огляд зубчастих передач і величину зазору визначають згідно з відповідними інструкціями. Забруднення маслом є однією з причин незадовільної роботи регуляторів. Замінювати масло необхідно в терміни, обумовлені в інструкції підприємства-виробника.

Паливна апаратура

Розбирання та збирання паливної апаратури повинне проводитися на спеціально підготовленому робочому місці із застосуванням спеціального інструменту та пристроїв. Дозволяється тільки комплектна заміна прецизійних пар елементів насосів і форсунок. Перекомплектування прецизійних деталей не допускається.

Деталі паливної апаратури після розбирання повинні бути промиті і без протирання укладені на чистий папір чи фанеру. Не дозволяється протирати деталі паливної апаратури якою-небудь тканиною.

Штуцера паливних насосів, форсунок і форсункових трубок, а також ущільнювальні конуси штуцерних гайок не повинні мати тріщин, вм'ятин, подряпин та інших пошкоджень, які можуть призвести до порушення герметичності порожнин високого тиску.

Паливні насоси

При огляді деталей паливного насоса необхідно звертати увагу на стан робочих поверхонь плунжерів, втулок, клапанів. На них не повинно бути наклепу, раковин, рисок і корозії. При виявленні задирів у плунжерної пари замінити її. Застосування притирочного матеріалу для розхожування плунжерної пари допускається у виняткових випадках за відсутності запасних пар. При огляді слід звернути увагу на тріщини і натирання на спіралях пружин і сідлах клапанів. При виявленні таких дефектів пружини і клапани замінити.

Під час огляду паливних насосів послідовно перевірити і відрегулювати щільність, правильність установки кулачкових шайб на розподільному валу (шляхом перевірки моменту початку і кінця подачі палива), а також рівномірність подачі палива по циліндрах та установку нульового положення.

Перевірка щільності паливних насосів проводиться при знятих форсункових трубках і нагнітальних клапанах. У цьому випадку привід ручного відсічення встановлюється на повну подачу палива, а на штуцер паливного насоса — манометр. Після закріплення на штуцері манометра за допомогою важеля створюється тиск

палива в насосі, відповідний рекомендованому заводською технічною документацією. Якщо насос зберігає цей тиск протягом 15...20 с (для нових плунжерних пар) та 5...7 с для плунжерних пар, що знаходяться в експлуатації, то герметичність вважається достатньою. На двигун повинні встановлюватися насосні пари з розбіжністю показань за щільністю не більше ніж на $\pm 10\%$ від середньої щільності плунжерних пар всіх насосів.

Перевірка моменту початку подачі палива (кута випередження) в паливних насосах із золотниковим розподілом та в інших паливних насосах з регулюванням кінця подачі проводиться капілярною скляною трубкою діаметром 1,0...1,5 мм, встановленою за допомогою накидної гайки на штуцер насоса. При цьому повільно повертають маховик дизеля та фіксують момент зрушування палива в трубці, який і буде відповідати початку подачі. При наявності градування на ободі маховика визначається безпосередньо кут випередження подачі палива в циліндр. За відсутності на ободі градування слід заміряти по дузі маховика відстань від зафіксованої позначки до позначки ВМТ відповідного циліндра та визначити кут випередження за формулою:

$$\beta = 360 \cdot \frac{a}{\pi} \cdot D,$$

де a — відстань, заміряна по дузі маховика від знайденої позначки до ВМТ відповідного циліндра, мм; D — діаметр дуги маховика, мм.

При невідповідності величин кутів, які перевіряються, даним підприємства-виробника або при переході на інший сорт палива регулювання кута випередження подачі палива (у паливних насосах з регулюванням кількості подаваного палива за рахунок зміни кінця подачі) проводиться:

1) поворотом кулачкової шайби паливного насоса на розподільному валу;

2) зміною положення сполучної муфти розподільного валу (для дизелів з кулачковими шайбами, що не допускають повороту).

Остаточне налаштування здійснюється зміною довжини регульованого штовхача паливного насоса. Регулювання моменту початку подачі палива повинне проводитися при положенні регулюючих органів паливних насосів, відповідному роботі дизеля на основному режимі (як правило, на режимі повного ходу).

Для забезпечення одночасного і надійного вимикання паливних насосів при зупинці дизеля та отримання достатньої рівномірності подачі палива по циліндрах необхідно перевірити та відрегулювати нульову подачу палива насосами та рівномірність подачі для основного режиму роботи дизеля.

Регулювання паливних насосів на рівномірність подачі палива по циліндрах проводиться після того, як буде перевірена герметичність насоса та відрегульовані моменти початку (кінця) подачі.

Перевірка рівномірності подачі палива по циліндрах виконується в наступному порядку. Під'єднують форсункові трубки до відповідних насосів і форсунок, які працюють в парі. Форсунки встановлюють розпилювачами вниз і до них прикріплюють мірні стакани місткістю 100...200 см³ (порожні склянки попередньо зважують). Потім з максимально можливою швидкістю роблять 10...15 повних подач насоса важелем ручного прокачування. Після відстою палива визначають його масу і знаходять подачу насоса за один хід. Відсоток нерівномірності визначається за формулою:

$$K = 2 \cdot \frac{A - B}{A + B} \cdot 100\%,$$

де А і В — найбільша та найменша кількість палива, яка подана одним з насосів.

Нерівномірність подачі палива не повинна перевищувати 6 %. При великій нерівномірності проводиться регулювання насоса. Якщо конструкція паливних насосів допускає регулювання нерівномірності подачі палива тільки при установці насоса на дизелі, то насоси приводяться в дію шляхом обертання колінчатого вала дизеля за допомогою стиснутого повітря або вручну (для допоміжних дизелів малої потужності).

Перевірка нульової подачі палива насосами проводиться з метою забезпечення одночасного вимикання всіх насосів при зупинці дизеля, а також при положенні муфти регулятора, відповідному гранично допустимій мінімальній частоті обертання. В обох випадках всі насоси повинні одночасно припинити подачу палива. Регулювання нульової подачі залежить від конструкції насосів і проводиться відповідно до інструкції з експлуатації. Перевірка нульової подачі проводиться одночасно з перевіркою і регулюванням рівномірності подачі палива по циліндрах.

Остаточне регулювання паливних насосів повинне проводитися на працюючому дизелі при навантаженнях 50, 75 і 100 %. При цьому на кожному із зазначених режимів різниці основних показників роботи окремих циліндрів (температура випускних газів, максимальний тиск згорання) не повинні перевищувати значень, встановлених підприємством-виробником.

Форсунки

До основних дефектів форсунок відносяться: знос голок і розпилювачів, закоксування соплових отворів, збільшення зазору між направляючою поверхнею

корпусу форсунки і штока голки, порушення ущільнення між торцями корпусу розпилювача та форсунки, тріщини в корпусі форсунки і розпилювача, зминання у торцевих поверхнях дотику штока, проставок та голки, risks, подряпини і корозія на робочій поверхні голки і корпусу розпилювача, наклепи на запірному конусі голки та фасці розпилювача, завісання голки і обгорання сопла.

При розбиранні форсунки необхідно звернути увагу на натирання у пари голка–направляюча, заїдання голки, а також наклеп на конічній частині (або торці) голки. Якщо виявлені дефекти усунути притиранням неможливо, то пара голка–направляюча повинна бути замінена.

За допомогою спеціального пристрою, який складається з ручного насоса високого тиску і манометра, перевіряють тиск початку відкриття голки, форму факелів розпилю, стан соплових отворів і щільність пари голка–направляюча. За відсутності зазначеного пристрою дозволяється користуватися насосами дизеля, встановлюючи на них трубку з трійником і манометром. Перед обпресуванням форсунки необхідно перевірити щільність нагнітального клапана паливного насоса.

Щільність пар голка–направляюча, що перевіряється, повинна відповідати нормам, зазначеним в інструкції з експлуатації (як для нових пар, так і тих, що перебувають в експлуатації). За відсутності норм час падіння тиску на 5,0 МПа за рахунок витоків через зазор між голкою і направляючою повинен бути не менше 15 с для нових пар і 5 с для пар, які перебували в експлуатації. Необхідно враховувати при цьому, що результати випробувань залежать від довжини та діаметру нагнітального трубопроводу, тому норми щільності повинні уточнюватися шляхом порівняння результатів обпресування з ре-

зультатами обпресування еталонної пари, здійсненої на тому ж пристрої і при тих же умовах.

Для перевірки якості розпилювання рекомендується обернути соплоутримувач форсунки аркушем паперу в один шар і різким натисканням на важіль прокачувального насоса подати порцію палива в форсунку. При правильному розташуванні отворів в соплі їх відбитки на розгорнутому паперовому циліндрі будуть лежати на одній прямій на рівних відстанях один від одного. Засмічені отвори підлягають очищенню спеціальною голкою. При цьому необхідно звернути увагу на неприпустимість пошкодження кромки і стінок сопла. Очищення отворів сопла без розбирання забороняється. Вихідне з соплових отворів паливо має бути у вигляді туману, без місцевих згущувань і цівок, а форма факелів і їх спрямованість однаковими.

Для перевірки форсунки на відсутність підтікань необхідно після ретельного прокачування обтерти сопло насухо, а потім провести п'ять – шість подач палива. Крапля палива на кінці сопла вказує на підтікання його. Для усунення підтікання необхідно вдруге розібрати форсунку і притерти (підігнати) деталі.

Гайку розпилювача необхідно затискати зусиллям, рекомендованим інструкцією з експлуатації, а при її відсутності зусиллям, встановленим дослідним шляхом. Забороняється затискати гайку надмірним зусиллям.

Гайку розпилювача рекомендується ставити на спеціальній пасті («Молікот» з дисульфідом молібдену та ін.) або на графіті з циліндровим маслом, зтягувати та віддавати за віджатою пружиною форсунки.

При складанні форсунки повинен бути перевірений підйом голки. Величи-

ну підйому голки встановлюють відповідно до заводської інструкції з експлуатації дизеля.

Середні величини підйому голки складають:

– 0,2...0,3 мм для форсунки з плоскою посадкою голки у дизелів малої і середньої потужності;

– 0,4...0,5 мм для форсунок з конічною посадкою голки у дизелів малої і середньої потужності;

– 0,6...0,7 мм для форсунок з конічною посадкою голки для тихохідних дизелів великої потужності.

Нерівномірність пропускної здатності форсунок не повинна перевищувати 1,5 %.

Шестеренні і відцентрові насоси

При огляді деталей шестеренних і відцентрових насосів необхідно перевірити:

1) знос, корозію, задири шийок валиків в районі сальникових ущільнень та в місцях установки крилаток і зубчастих коліс;

2) стан зубів коліс, підшипників ковзання і кочення і їх посадки, поверхонь клапанів і пружин;

3) щільність посадки зубчастих коліс і крилаток.

Регулювання зазорів між торцями зубчастих коліс і кришками (корпусом) слід робити шляхом зміни товщини прокладки між корпусом і кришками насоса або шляхом шабровки торцевої стінки корпусу (кришок).

Агрегати наддуву

Оцінку технічного стану турбокомпресорів слід проводити на підставі даних про величину і зміну контрольованих параметрів: температури відпрацьованих газів перед турбіною і після турбіни, тиску відпрацьованих газів, температури повітря після повітроохолоджувача, тиску наддуву, частоти обертання турбокомпресора.

Всі виявлені дефекти турбокомпресорів необхідно усувати незалежно від їх розміру та характеру. Після усунення пошкодження або ремонту робочого колеса та турбінного диска балансування ротора обов'язкове.

При огляді турбокомпресора необхідно перевірити:

1) щільність посадки робочого колеса на валу і стан шпонкових гнізд;

2) радіальний зазор між кінцями лопаток турбінного диска і сопловим апаратом, а також осьовий зазор між турбінним диском і сопловим апаратом;

3) зазори в опорних і упорних підшипниках кочення і ковзання, стан та знос поверхні шийок валу, стан підшипників;

4) чистоту водяної, газової та повітряної порожнин, каналів повітряних затворів лабіринтів та фільтрів, стан бандажів, робочих і соплових лопаток, лабіринтових ущільнень, корпусу та повітроохолоджувачів.

При огляді повітродувок об'ємного типу необхідно перевірити:

1) стан поверхні роторів, звернувши увагу на забоїни, тріщини, викришування та на щільність посадки роторів на валах, на стан і знос ущільнень і ущільнювальних кілець;

2) стан привода повітродувок;

3) зазори в опорних і упорних підшипниках ковзання і кочення;

4) зазори між роторами, а також між корпусом продувального насоса і роторами.

Реверсивні муфти та редуктори

При огляді реверсивних муфт і редукторів необхідно перевірити регулювання механізму зчеплення, биття зубчастих коліс і валів, корозійні роз'їдання валів та зубчастих коліс, ослаблення посадки деталей на валах, стан зубів (наявність рисок, задири, подряпин, зносу, тріщин, наволакування, піттингів, викришування,

поломки), а також наявність масла. Зміна масла та промивка картера редуктора повинна проводитися в суворій відповідності з інструкцією з експлуатації.

Роз'єднувальні муфти

При огляді роз'єднувальних муфт необхідно перевірити регулювання механізму роз'єднання, стан деталей (знос, зазори, тріщини) і трубопроводів підведення масла та стисненого повітря. Перевірити стан приладів аварійного захисту та сигналізації, їх установку та спрацювання при заданих параметрах. Також необхідно перевірити час включення та виключення муфт, який повинен відповідати часу, зазначеному в інструкції з експлуатації.

Під час огляду шинно-пневматичної муфти перевірити:

- 1) залишкову деформацію, стан гуми шин;
- 2) надійність кріплення шин до верхнього барабану, а також колодок до шин;
- 3) знос фрикційних пластин і обода внутрішнього барабана;
- 4) зазор між колодками і ободом внутрішнього барабана;
- 5) стан підшипника кочення і його посадку;
- 6) знос манжет і стан діафрагм повітродіподільника;
- 7) знос золотників, поршнів і клапанів системи стисненого повітря;
- 8) стан кілець і щіток колектора для подачі живлення на прилади аварійного захисту та сигналізації. При необхідності відрегулювати на заданий тиск запобіжний клапан системи стисненого повітря.

При огляді гідромуфти перевірити:

- 1) стан лопаток роторів (деформація, раковини);
- 2) кріплення роторів до валів;
- 3) зазор між роторами;
- 4) стан і знос підшипників;

- 5) чистоту каналів підведення масла;
- 6) кріплення стопорного кільця;
- 7) співвісність валів муфти.

Після складання муфту опресувати на тиск, вказаний в інструкції з експлуатації.

При огляді фрикційної багатопластинчастої муфти слід перевірити:

- 1) знос і деформацію пластин (при появі на внутрішніх пластинах характерного кольору від перегріву замінити їх);
- 2) осьове переміщення пластин;
- 3) знос поршневої групи, клапанів включення муфти і переливного клапана;
- 4) стан розподільника масла (манжет, сальників);
- 5) стан підшипників і чистоту підведення змащувального та керуючого масла.

При огляді електромагнітної муфти необхідно перевірити:

- 1) знос і деформацію пластин і їх осьове переміщення;
- 2) цілісність пружин дисків і залишкову деформацію;
- 3) опір ізоляції обмотки збудження;
- 4) знос ковзних контактів та інших струмоведучих пристроїв;
- 5) опір ізоляції кабелю і всіх струмоведучих частин системи живлення муфти;
- 6) стан і знос підшипників.

При огляді індукційної муфти перевірити:

- 1) опір ізоляції обмотки збудження;
- 2) опір ізоляції робочої обмотки;
- 3) знос кілець колектора, стан щіток;
- 4) стан відцентрового вимикача;
- 5) стан і знос підшипників;
- 6) опір ізоляції кабелю і всіх струмоведучих частин системи живлення муфти.

Водо-, масло- та повітроохолоджувачі

При огляді охолоджувача необхідно:

- 1) очистити і оглянути порожнини охолоджувача і труби, що підводять (відводять) повітря, масло і воду в охолоджу-

вач (з охолоджувача); зношені протектори та пошкоджені прокладки замінити;

2) оглянути з'єднання кінців трубок з трубою дошкою; з'єднання, що мають незадовільну щільність, повинні бути пропаяні, підварені або розвальцьовані (залежно від конструктивного виконання);

3) очистити від відкладень парохімічним шляхом із застосуванням лужних миючих препаратів або за допомогою рідких розчинників;

4) після складання охолоджувача спресувати обидві порожнини встановленим для нього тиском.

14.9 Запасні частини

Для забезпечення безпеки плавання суден та їх ефективної технічної експлуатації дизелі мають бути забезпечені запасними частинами в точній відповідності кількості і номенклатури з нормами Регістру судноплавства України та нормами на технічне обслуговування і ремонт, а також матеріалами, спеціальним інструментом, контрольно-вимірювальними приладами, необхідними для технічного обслуговування дизелів, номенклатура та обсяг яких встановлюється судовласником залежно від марки дизеля, його технічного стану та умов експлуатації.

Використовувати запасні частини бортового запасу, встановленого правилами Регістру судноплавства України, дозволяється тільки у разі поломки і пошкодження деталей і вузлів дизеля в період експлуатації судна. Оформляти використання запасних частин необхідно спеціальними актами, на підставі яких потім повинно проводитися списання та поповнення запасу.

При прибутті судна на базу постачання або обслуговування старший механік зобов'язаний вживати своєчасних заходів щодо поповнення бортового запасу запасних частин за нормами, відповідними вимогам Регістру судноплавства України.

Усі запасні частини, що знаходяться на борту судна, повинні бути:

1) закріплені в легкодоступних місцях з урахуванням зручності їх огляду і зйомки;

2) забезпечені бирками з вказівкою інвентарного номера, назви механізму, для якого вони призначені, та дати отримання їх на судно;

3) захищені від корозії, для чого їх поверхні забарвлюють, покривають шаром консерваційного масла, лаком або іншими антикорозійними покриттями;

4) занесені в інвентарну книгу.

З метою перевірки кількості та технічного стану запасних частин при зберіганні необхідно через кожні шість місяців проводити огляд, переоблік та при необхідності переконсервацію запасних частин і спеціальних пристроїв.

Про перевірку повинні бути зроблені відповідні записи в машинному журналі та в інвентарній книзі запасних частин.

Заміна зношених деталей, як правило, повинна збігатися з часом проведення технічного обслуговування і чергових ремонтів. Номенклатура і кількість запасних частин встановлюються МСС (або іншими службами, фахівцями) судовласника залежно від конструкції дизелів і зносостійкості його вузлів на підставі норм, встановлених підприємством-виробником, норм витрат запасних частин суднових дизелів флоту. Поповнення запасних частин повинно проводитися за заявками МСС (або аналогічних служб, фахівців) судовласника, на відповідальності яких лежить своєчасне і комплектне забезпечення суден запасними частинами.

14.10 Технічна документація та звітність

Для забезпечення нормальної технічної експлуатації та ремонту дизельної установки на кожному судні повинна бути така документація:

1) технічні формуляри на головні та допоміжні дизелі та обслуговуючі їх допоміжні механізми;

2) інструкції з експлуатації головних і допоміжних дизелів, обслуговуючих їх допоміжних механізмів, утилізаційних котлів та трубопроводів машинного відділення;

3) графіки залежності швидкості судна, годинної витрати палива і потужності дизеля від частоти обертання головних дизелів, що працюють за гвинтовими характеристиками, осадки судна та від положення лопатей ГРК для дизелів, що працюють за навантажувальною (загороджувальною) характеристикою;

4) шнурові книги Регістру на ємності повітря та котли (включаючи утилізаційні);

5) акти оглядів та випробувань дизелів, видані інспектором Регістру в період останнього щорічного огляду;

6) інвентарна книга запасних частин;

7) комплект складальних креслень і схем для головних і допоміжних дизелів, обслуговуючих їх допоміжних механізмів, трубопроводів машинного відділення та утилізаційних котлів. Для дизелів малої потужності, а також за наявності ілюстрованого керівництва, що містить креслення вузлів дизеля, перелік креслень, що зберігаються на судні, може бути скорочений за погодженням з Регістром;

8) Положення про технічну експлуатацію суден;

9) Правила технічної експлуатації суднових дизелів;

10) Статут служби на суднах флоту України;

11) правила техніки безпеки, санітарні правила та правила пожежної безпеки на суднах;

12) Правила експлуатації систем і пристроїв автоматизації;

13) норми зносів і міжремонтних періодів дизелів.

Обов'язковими технічними документами з обліку і контролю за експлуатацією суднової дизельної установки є:

1) машинний журнал;

2) журнал технічного стану;

3) журнал теплотехнічного контролю двигунів;

4) журнал індиціювання головного двигуна;

5) журнал контролю якості ПММ та охолоджуючої води дизелів;

6) рейсове донесення;

7) теплотехнічні та рейсові машинні звіти;

8) графіки виконання робіт з технічного обслуговування по завідуваннях механіків;

9) акти інспекторських оглядів, аварій та подій;

10) ремонтні відомості та звітність на роботи, що виконуються силами машинної команди.

Машинний журнал, який є основним документом контролю за режимом роботи дизеля, повинен щодоби перевірятися і підписуватися старшим механіком та капітаном. Не допускається ведення двох машинних журналів: чистового та чорнового. Всі перераховані вище документи, крім машинного журналу, повинні зберігатися у старшого механіка. Машинний журнал повинен знаходитися в машинному відділенні. Контроль за правильністю ведення і зберігання технічної документації повинен здійснюватися МСС (чи аналогічними службами, фахівцем) судновласників.

Завдання та запитання для самоконтролю

1. *Визначте основні завдання та методи технічної експлуатації дизельних двигунів суднових енергетичних установок.*
2. *Вкажіть, якими документами необхідно керуватися при експлуатації суднових дизелів поряд з інструкціями з експлуатації.*
3. *Назвіть основні операції, які необхідно зробити при підготовці дизельного двигуна до введення в дію.*
4. *Визначте необхідні операції при введенні дизеля в дію.*
5. *Вкажіть основні параметри, які необхідно контролювати під час роботи дизеля.*
6. *Визначте основні операції, які виконуються при виведенні дизеля з дії.*
7. *У яких випадках треба виконувати індиціювання дизеля та які параметри підлягають регулюванню під час налагоджування?*
8. *Вкажіть на особливості, які має технічне використання дизеля на режимах та в умовах, які відрізняються від нормальних.*
9. *Які вимоги ставляться до приладів контролю за роботою двигуна?*
10. *Які сорти палива використовуються дизелями різних типів та призначення?*
11. *Які сорти масла використовуються у дизелях різних типів та призначення?*
12. *Якими документами встановлюється перелік запасних частин до дизеля та як вони можуть бути використані при ремонті та обслуговуванні?*
13. *Визначте основну номенклатуру технічної документації та звітності, які повинні бути.*

ЛІТЕРАТУРА

1. **Ваншейдт, В. А.** Судовые двигатели внутреннего сгорания [Текст] / В. А. Ваншейдт. — Л. : Судостроение, 1977. — 392 с.
2. **Фомин, Ю. Я.** Судовые двигатели внутреннего сгорания [Текст] / Ю. Я. Фомин, А. И. Горбань, В. В. Добровольский [и др.]. — Л. : Судостроение, 1989. — 344 с.
3. **Возницкий, И. В.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том I [Текст] / И. В. Возницкий, А. С. Пунда. — СПб. : Моркнига, 2010. — 282 с.
4. **Возницкий, И. В.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том II [Текст] / И. В. Возницкий, А. С. Пунда. — СПб. : Моркнига, 2010. — 380 с.
5. **Камкин, С. В.** Эксплуатация судовых дизелей [Текст] / С. В. Камкин, И. В. Возницкий, В. П. Шмелёв. — М. : Транспорт, 1990. — 344 с.
6. **Конкс, Г. А.** Мировое судовое дизелестроение. Концепция конструирования, анализ международного опыта [Текст] / Г. А. Конкс, В. А. Лашко. — М. : Машиностроение, 2005. — 512 с.
7. **Pounder, C. C.** Marine diesel engines and gas turbines. — London : DousWoodyard, 2009. — 887 p.
8. **Наливайко, В. С.** Суднові двигуни внутрішнього згорання : Методичні вказівки до виконання графіко-розрахункових робіт [Текст] / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В. С. Хоменко. — Миколаїв : НУК, 2012. — 72 с.
9. **Возницкий, И. В.** Современные судовые среднеоборотные двигатели [Текст] / И. В. Возницкий. — СПб. : КСИ, 2005. — 148 с.
10. **Возницкий, И. В.** Современные судовые среднеоборотные двигатели [Текст] / И. В. Возницкий. — СПб. : КСИ, 2006. — 156 с.
11. **Пахомов, Ю. А.** Судовые энергетические установки с двигателями внутреннего сгорания [Текст] / Ю. А. Пахомов. — М. : ТрансЛит, 2007. — 525 с.
12. **Лукін, А. І.** Конструкція суднових двигунів : Навчальний посібник [Текст] / А. І. Лукін. — Миколаїв : УДМТУ, 1999. — 62 с.
13. **Дьяченко, В. Г.** Теория двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В. Г. Дьяченко. — Х. : ХНАДУ, 2009. — 500 с.
14. **Самсонов, В. И.** Двигатели внутреннего сгорания морских судов [Текст] / В. И. Самсонов, Н. И. Худов. — М. : Транспорт, 1990. — 368 с.

15. **Лебедев, О. Н.** Двигатели внутреннего сгорания речных судов [Текст] / О. Н. Лебедев, В. А. Сомов, С. А. Калашников. — М. : Транспорт, 1990. — 328 с.
16. **Тимошевский, Б. Г.** Моторные топлива из полимерного сырья: производство и применение [Текст] / Б. Г. Тимошевский, М. Р. Ткач. — К. : День печати, 2011. — 290 с.
17. **Пильов, В. О.** Двигуни внутрішнього згоряння. Том 4. Основи САПР ДВЗ [Текст] / В. О. Пильов, А. В. Шеховцев. — Х. : Прапор, 2004. — 336 с.
18. **Марченко, А. П.** Двигуни внутрішнього згоряння. Том 5. Екологізація ДВЗ [Текст] / А. П. Марченко, І. В. Пареданов, Л. Л. Товажнянський, А. Ф. Шеховцев. — Х. : Прапор, 2004. — 360 с.
19. **Наливайко, В. С.** Характеристики двигунів внутрішнього згоряння та споживачів [Текст] / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В. С. Хоменко. — Миколаїв : НУК, 2011. — 100 с.
20. **Наливайко В. С.** Режимы работы судовых ДВЗ [Текст] / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко. — Миколаїв : НУК, 2011. — 100 с.
21. **Лукин, А. И.** Системы судовых дизельных установок [Текст] / А. И. Лукин, С. Г. Ткаченко. — Николаев : НКИ, 1990. — 78 с.

Навчальне видання

В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко

СУДНОВІ ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

П і д р у ч н и к

Верстка, дизайн В. В. Торубара

Формат 70 × 100/16. Ум. друк. арк. 27,0. Тираж 200 прим. Зам. № 12/15.

Видавець та виготовлювач ФОП Торубара В.В.

Тел.: (067) 800-70-70

Адреса: вул. Наваринська, 5–17, м. Миколаїв, 54001

e-mail: eltalisman@pochta.ru

Свідectво суб'єкта видавничої справи ДК №4626 від 9.10.2013