

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова**  
**Первомайський навчально-науковий інститут**

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»  
Завідувач кафедри

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 р.

***КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА***  
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

**на тему:** Покращення технічних показників 4-тактного стаціонарного газового двигуна потужністю 850 кВт з удосконаленням конструкції шатунно-поршневої групи.

Прототип 8ГЧН25/34

Виконав:

студент групи 44-ЕМ-22

\_\_\_\_\_ ***Волченко О. С.***

(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

\_\_\_\_\_ ***Нестеренко В.В.***

(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

## Анотація

За базовий двигун був обраний газовий двигун з наддувом 8ГЧН25/34, конструкція якого добре відпрацьована і який надійно працює при частоті обертання колінчастого валу  $n = 500 \text{ хв}^{-1}$ , але його потужність  $P = 534 \text{ кВт}$  при наявних масово-габаритних показниках є недостатньою. Тому в кваліфікаційній роботі потужність проектного газового двигуна 8ГЧН25/34  $P=850 \text{ кВт}$  отримана за рахунок підвищення частоти обертання колінчастого валу від  $500 \text{ хв}^{-1}$  до  $750 \text{ хв}^{-1}$  при  $Q_H = 3659 \text{ кДж/м}^3$  природного газу.

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі отриманих результатів якого побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини складових зовнішнього теплового балансу двигуна, а також сили та моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна.

Для забезпечення високих ресурсних показників запроектованого двигуна та зменшення питомих витрат палива запропоновано вдосконалену конструкцію поршня та шатуна. Юбка поршня, що проектується, має більшу жорсткість, а маслоснімне кільце встановлюється тільки у верхній частині юбки. Для забезпечення міцності шатуна при підвищених обертах колінчастого валу він виготовлений із сталі легованої 40ХФА і вся зовнішня його поверхня має механічну обробку. Також в конструкції шатуна, що проектується, оптимізована подача масла до верхньої головки шатуна та на охолодження днища поршня.

В роботі розглянуто основні проблеми щодо захисту навколишнього середовища та охорони праці під час експлуатації двигуна. Проаналізовано можливі небезпеки при експлуатації та під час обслуговування газового двигуна, проведені розробки заходів з охорони праці та навколишнього середовища. Визначено рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

В графічній частині виконано креслення: поперечний розріз двигуна, складальне креслення шатунно-поршневої групи, робоче креслення поршня, робоче креслення стержня шатуна.

## Annotation

As the base engine, we chose the supercharged gas engine 8GCHN25/34, whose design is well established and which operates reliably at a crankshaft speed of  $n = 500 \text{ min}^{-1}$ , but its power  $P = 534 \text{ kW}$  with the available mass and dimensions is insufficient. Therefore, in the qualification work, the power of the designed gas engine 8GCHN25/34  $P = 850 \text{ kW}$  was obtained by increasing the crankshaft speed from  $500 \text{ min}^{-1}$  to  $750 \text{ min}^{-1}$  at  $Q_n = 3659 \text{ kJ/m}^3$  of natural gas.

The parameters of the engine operating cycle were calculated, and theoretical and actual indicator diagrams were constructed based on the results obtained. The values of the components of the external heat balance of the engine, as well as the forces and moments acting in the crank mechanism of the engine, were determined.

To ensure high resource performance of the designed engine and reduce specific fuel consumption, an improved design of the piston and connecting rod is proposed. The designed piston skirt has a higher stiffness, and the oil skirt is installed only in the upper part of the skirt. To ensure the strength of the connecting rod at high crankshaft speeds, it is made of 40KhFA alloy steel and its entire outer surface is machined. Also, the design of the connecting rod under development optimizes the oil supply to the upper connecting rod head and to cool the piston bottom.

The paper considers the main problems of environmental protection and labor protection during engine operation. Possible hazards during operation and maintenance of a gas engine are analyzed, and labor and environmental protection measures are developed. The noise and vibration levels of the designed engine are determined.

In the graphic part, the following drawings are made: a cross section of the engine, an assembly drawing of the connecting rod and piston group, a working drawing of the piston, a working drawing of the connecting rod.

## ЗМІСТ

|                                                                                                                   |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>ВСТУП</b>                                                                                                      | 5  |
| <b>РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ</b>                                                                                 |    |
| 1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна                                                                    | 7  |
| 1.2 Опис конструкції базового двигуна                                                                             | 8  |
| <b>РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ</b>                                                                                 |    |
| 2.1 Вимоги до проектного двигуна                                                                                  | 14 |
| 2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна                                                                             | 19 |
| 2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна                                                                          | 29 |
| 2.4 Розрахунок індикаторної діаграми                                                                              | 34 |
| 2.5 Динамічний розрахунок двигуна                                                                                 | 41 |
| 2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу                                          | 49 |
| <b>РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА</b>                                                                        |    |
| 3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.                                                    | 50 |
| 3.2 Вибір та опис конструкції проектного поршня                                                                   | 56 |
| 3.3 Опис конструкції запроектованого шатуна                                                                       | 62 |
| 3.4 Розрахунок деталей шатунно-поршневої групи                                                                    |    |
| 3.4.1 Розрахунок поршня                                                                                           | 64 |
| 3.4.2 Розрахунок шатуна                                                                                           | 67 |
| 3.4.3 Розрахунок на міцність шатунних болтів                                                                      | 73 |
| <b>РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА</b>                                                 |    |
| 4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує газовий двигун. | 77 |

|           |       |                |        |      |                                 |  |                 |      |        |
|-----------|-------|----------------|--------|------|---------------------------------|--|-----------------|------|--------|
|           |       |                |        |      | <i>ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ</i> |  |                 |      |        |
| Зм.       | Арк.. | № документа    | Підпис | Дата |                                 |  |                 |      |        |
| Розробив  |       | Волченко О.С.. |        |      | <i>Пояснювальна записка</i>     |  | Літера          | Лист | Листів |
| Перевірив |       | Нестеренко В.В |        |      |                                 |  | н               | 3    | 86     |
|           |       |                |        |      |                                 |  | <i>44-ЕМ-22</i> |      |        |
| Н. контр  |       | Нестеренко В.В |        |      |                                 |  |                 |      |        |
| Затвердив |       | Нестеренко В.В |        |      |                                 |  |                 |      |        |

|                                                             |    |
|-------------------------------------------------------------|----|
| 4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації. | 81 |
| <b>ВИСНОВКИ</b>                                             | 84 |
| <b>ЛІТЕРАТУРА</b>                                           | 85 |

#### **ДОДАТКИ:**

Додаток 1 Специфікації складальних креслень

Додаток 2 Двигун 8ГЧН25/34 – поперечний переріз

Додаток 3 Складальне креслення шатунно-поршневої групи

Додаток 4 Робоче креслення поршня

Додаток 5 Робоче креслення стрижня шатуна

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 4    |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

## ВСТУП

Дизельні двигуни і агрегати на їх базі представляють складну техніку, яка може бути виготовлена тільки за участю суміжних галузей промисловості (електротехнічна, приладобудівна, металургійна, турбобудування та ін.).

Світове дизелебудування розвивається дуже інтенсивно і має цілий ряд важливих напрямів, які властиві і вітчизняному дизелебудуванню:

- підвищення циліндрових і агрегатних потужностей за рахунок форсування по середньому ефективному тиску і частоті обертання;
- підвищення паливної і масляної економичності;
- оснащення дизелів і агрегатів на їх базі ефективними системами автоматизації на базі мікропроцесорної техніки, адаптивними механізмами;
- зниження питомої маси тощо.

Усе це вимагає вирішення питань організації високоефективного робочого процесу, зниження теплової напруженості циліндро-поршневої групи, зниження тертя, забезпечення якісного охолодження, впровадження нових технологічних процесів для забезпечення ресурсів і надійної роботи поршневих кілець, клапанів, підшипників і колінчастого валу, ущільнення газового стику тощо, створення спеціалізованих підприємств [1]. Але розвиток конструкції ДВЗ в теперішній час відбувається в умовах інтенсивного виснаження світових запасів нафти і жорстоких вимог до екологічних характеристик двигуна: токсичності, рівня шуму і вібрацій. Це ускладнює вирішення задачі про вдосконалення технічних характеристик ДВЗ. Одним з основних напрямків подальшого розвитку двигунобудування є переобладнання двигунів, що працюють на дорогому дизельному паливі, на двигуни, які працюватимуть на більш дешевшому паливі – природному газі.

В даній кваліфікаційній роботі за базовий двигун був обраний газовий двигун з наддувом 8ГЧН25/34, конструкція якого добре відпрацьована і який надійно працює при частоті обертання колінчастого валу  $n=500\text{хв}^{-1}$ , але його потужність  $P=534\text{кВт}$  при наявних масово-габаритних показниках є

|      |      |          |        |      |                           |      |
|------|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПІННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                           | 5    |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

недостатньою. Тому в кваліфікаційній роботі потужність проектного газового двигуна 8ГЧН25/34  $P=850\text{кВт}$  отримана за рахунок підвищення частоти обертання колінчастого валу від  $500\text{ хв}^{-1}$  до  $750\text{ хв}^{-1}$  при  $Q_H=3659\text{ кДж/м}^3$  природного газу.

Аналіз конструкцій та параметрів газових двигунів вітчизняного та зарубіжного виробництва свідчить про те, що збільшення їх потужності проводиться, в основному, за рахунок підвищення частоти обертання колінчастого валу, так як суттєво збільшити тиск газоповітряної суміші для газового двигуна практично не можливо через появу при цьому детонаційного згоряння газоповітряної суміші в його циліндрах. Детонаційне згоряння газового палива небезпечне тим, що воно приводить до різкого зростання тиску згоряння в циліндрах газового двигуна і може бути причиною руйнування таких деталей, як поршень, втулка робочого циліндру, кришка циліндру та виходу із ладу підшипників колінчастого валу.

Для забезпечення високих ресурсних показників запроектованого двигуна та зменшення питомих витрат палива запропоновано вдосконалену конструкцію поршня та шатуна. Юбка поршня, що проектується, має більшу жорсткість, а маслоснімне кільце встановлюється тільки у верхній частині юбки. Для забезпечення міцності шатуна при підвищених обертах колінчастого валу він виготовлений із сталі легованої 40ХФА і вся зовнішня його поверхня має механічну обробку. Також в конструкції шатуна, що проектується, оптимізована подача масла до верхньої головки шатуна та на охолодження днища поршня.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 6    |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

## РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

### 1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна

Проектований газовий двигун 8ГЧН25/34 призначений для використання в складі когенераційної установки, що призначена для вироблення електричної енергії на власні потреби котельні, а також для отримання додаткової теплової енергії за рахунок утилізації тепла від охолоджуючої води, масла, наддувочного повітря і вихлопних газів двигуна.

Для розміщення когенераційних установок, зазвичай, використовуються переважно площі, що вивільняються при реконструкції промислових об'єктів. В даній роботі когенераційна установка розміщується на вільній площі котельні. Будівля одноповерхова, із складеного залізобетону, каркасна, із залізобетонними панелями. Висота до низу ферми - 6м. Приміщення обладнано підвісним краном вантажопід'ємністю 1,0т. Будівля знаходиться в доброму стані, частина будівлі, де буде встановлюватися когенераційна установка, вільна. В зовнішніх стінах є світові пройоми. До будівлі підведені інженерні комунікації. Стан навколишнього середовища району задовільний. Розрахункова температура навколишнього повітря найбільш холодних п'яти діб -20°C.

В склад когенераційної установки входить наступне теплотехнічне устаткування: двигун-генератор ДвГА-800 з газовим двигуном 8ГЧН25/34, теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ), насоси циркуляційні, насоси поповнення, градирня ГМП-20, шафа газова, трубопроводи із запірною арматурою, система стиснутого повітря, система прийому, зберігання і заміни масла.

Для роботи газового двигун-генератора в якості палива використовується природний газ. Підключення запроектованого устаткування передбачається до діючого газопроводу. Проектом передбачається двоконтурна система охолодження: охолоджувачем є оборотна вода, що охолоджується у вентиляторній градирні ГМП-20. Джерелом водопостачання є діюча мережа водопроводу.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 7    |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |



Паралельна робота ДвГА-800 із електричною мережею забезпечується комплектним електрообладнанням двигун-генератора – збуджуючим пристроєм УВГС, низьковольтним пристроєм УКН-400. Основним споживачем електроенергії є допоміжне технологічне обладнання – масляний насос сітьовий, насос, що підпитує, і циркуляційний насос, сантехнічна вентиляція і освітлення, вентилятор градирні, щит КВП і прибор пожежного контролю, електроосвітлення.

## 1.2 Опис конструкції базового двигуна

Двигун 8ЧН25/34 – дизельний, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбінним наддувом та охолодженням наддувочного повітря. Дизель складається із блок-картера і фундаментної рами, що утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші деталі і вузли.

Блок-картер з фундаментною рамою скріплені анкерними шпильками, що проходять через внутрішні поперечні перегородки і додатково нижня площина блок-картера скріплена із верхньою площиною фундаментної рами болтами. Із сторони вільного кінця колінчастого валу дизеля розміщені: турбокомпресор, система вентиляції картера, охолоджувач наддувочного повітря, водяні і масляні насоси, фільтр-глушник.

Із сторони відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном, щит приборів, клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподільвач повітря пускового, регулятор безпеки, привід тахометра ТМ 0,75, регулятор швидкості.

На верхній частині двигуна розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться впускний колектор, випускний колектор і труба зливу охолоджуючої води із кришок циліндрів. На лівій стороні двигуна розміщені: розподільчий вал, привід впускних і випускних клапанів, паливні насоси високого тиску, регулятор швидкості, механізм регулювання подачі палива. На правій стороні двигуна розташовані: колектор подачі охолоджуючої води і щити закриття картеру із запобіжними клапанами.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 8    |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

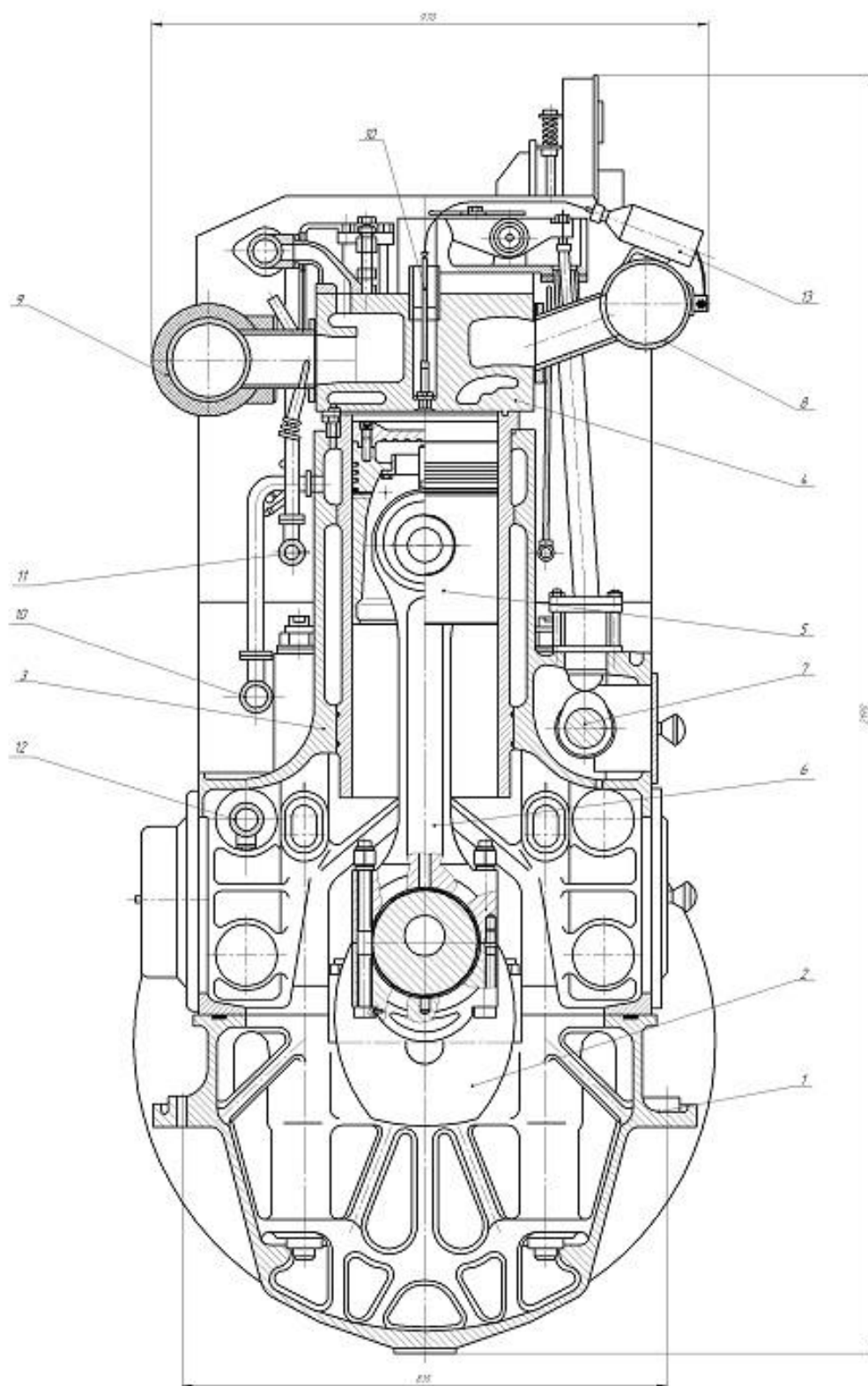


Рисунок 1.1 Двигун 8ГЧН25/34

Нижче приводиться опис головних вузлів дизельного двигуна – прототипу.

|      |      |          |        |      |      |
|------|------|----------|--------|------|------|
|      |      |          |        |      | Лист |
|      |      |          |        |      |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | 9    |

ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ

Фундаментна рама відлита із чавуну, суцільна, коритоподібної форми, має поперечні перегороди, посилені ребрами. Внутрішня порожнина рами служить для збору масла, що стікає з деталей тертя двигуна та охолодження поршнів. В постелях, розточених в поперечних перегородках рами і кришках, встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу. Двигун 8ГЧН 25/34 має дев'ять рамових підшипників. Останній підшипник, при рахуванні із сторони маховика, опорно-упорний. З обох сторін по всій довжині, фундаментна рама має приливи з отворами для болтів кріплення двигуна до рами.

Із сторони вільного кінця валу двигуна до рами кріпиться кришка, на яку встановлюються два водяних та один масляний насоси, а із сторони маховика – кожух фланця колінчатого валу з масло відбивним кільцем та сальниковим ущільненням. В днищі фундаментної рами по краях є два зливних отвори, одне із сторони переднього торця, а друге із сторони заднього торця, яке закрито глухим фланцем. На бокових стінках рами з внутрішньої сторони виконані приливи, на які встановлено масло забірний фільтр. На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку вкладено ущільнюючий гумовий шнур.

Кожен рамовий підшипник складається із верхнього та нижнього вкладишів, кришки підшипника з деталями кріплення. Вкладиші сталє-алюмінієві. Від повороту та осьового переміщення вкладиші утримуються вусами.

Другий від маховика підшипник опорно-упорний і має упорні бронзові півкільця, розташовані у кільцевих виточках фундаментної рами. Вкладиші у вільному стані мають перевищення по площині роз'єму відносно росточок в кришці та рамі, завдяки чому після затяжки підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхні росточок в рамі і кришці.

Вкладиші підшипників можуть вийматися та встановлюватися без виймання колінчастого валу за допомогою спеціальних пристосувань.

Кривошипно-шатунний механізм: колінчастий вал, шатун, поршень.

Колінчастий вал – (рис. 1.2 ) сталевий, суцільно кований, має вісім рамових і шість шатунних шийок. Кривошипи розташовані під кутом 120° відносно один до

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 10   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

одного, кривошипи першого та шостого, другого та п'ятого, третього та четвертого циліндрів розташовані попарно в одній площині. Діаметр рамових шийок - 230 мм, шатунних – 180 мм.

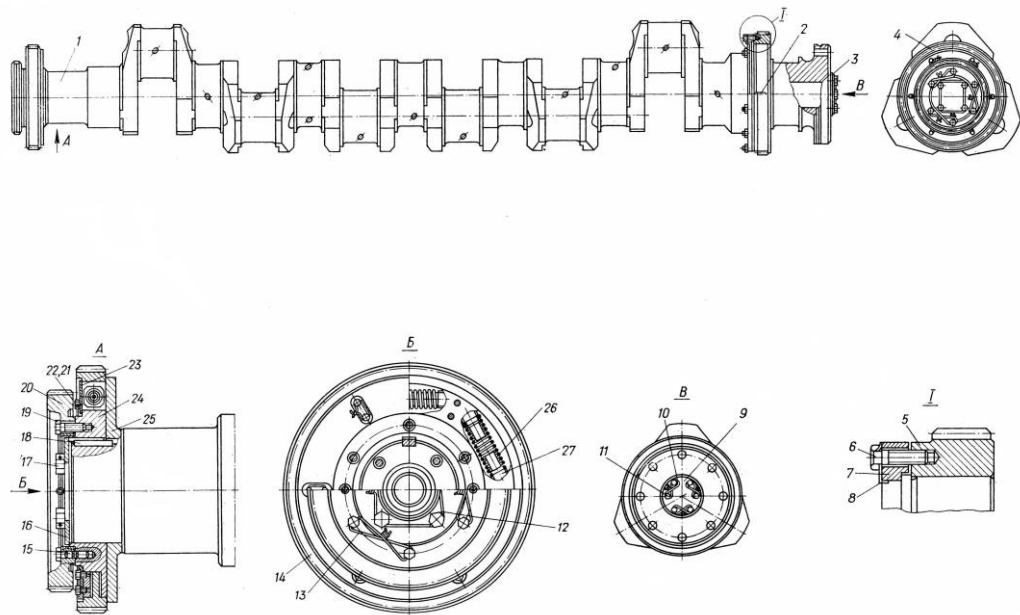


Рисунок 1.2 - Вал колінчастий

1 – вал колінчастий; 2 – шпонка; 3 – прокладка; 4 – демпфіруюча шестерня приводу водяних насосів; 5 – шестерня колінчастого вала; 6 – болт М10х35; 7 – прижим; 8 – шайба стопорна; 9 – заглушка; 10, 13 – дрiт 02; 11 – болт М10х25; 12 – дрiт 03; 14 – шестерня приводу водяних насосів; 15 – штифт циліндричний з буртом  $\varnothing 10$ ; 16 – кільце стопорне; 17 – болт М16х35; 18 – шпонка; 19 – болт М12х40; 20 – шестерня приводу масляного насоса; 21 – болт М6х12; 22 – дрiт 1; 23 – диск; 24 – маточина; 25 – кільце упорне; 26 – пружина; 27 – грибок.

В тілі колінчастого валу виконані нахилені свердлення, що проходять через шатунні та рамові шийки і які є масляними каналами. Ці отвори, а також глухий отвір восьмої рамової шийки, використовується також для встановлення пристосувань для виймання та заведення вкладишів рамових підшипників. Із сторони переднього торця на колінчастому валу встановлені шестерня приводу насоса масла 20 та демпфіруюча шестерня приводу насосів води 4. Шестерня 20 приводу насоса масла жорстко з'єднана з маточиною демпфіруючої шестерні 24, яка на шпонці 18 жорстко з'єднана з колінчастим валом. Демпфіруюча шестерня з'єднана із маточиною 24 через шість пружних елементів (пружин 26 з грибками 27). Це забезпечує демпфірування нерівномірності обертового моменту та

|      |      |          |        |      |                           |
|------|------|----------|--------|------|---------------------------|
|      |      |          |        |      | Лист                      |
|      |      |          |        |      |                           |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | ПІННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ |
|      |      |          |        |      | 11                        |

надійну роботу зубчастих зачеплень приводу насосів води. Від осевого зміщення шестерня утримується упорним кільцем 25 та болтами в кількості чотирьох штук.

Із сторони заднього торця на фланці колінчастого валу на шпонці насаджена шестерня 5, яка служить для приводу розподільчого валу і утримується від осевого переміщення прижимами 7. Поміж восьмою рамовою шийкою і фланцем, до якого кріпиться маховик, на валу виконаний масло відбійний борт, який запобігає попаданню масла, що виходить із восьмого рамового підшипника, на фланець.

Шатун - (рис.1.3) виготовлений із вуглецевої сталі, штампований. Стержень 5 шатуна - двотаврового перерізу, має центральний осевий канал А.

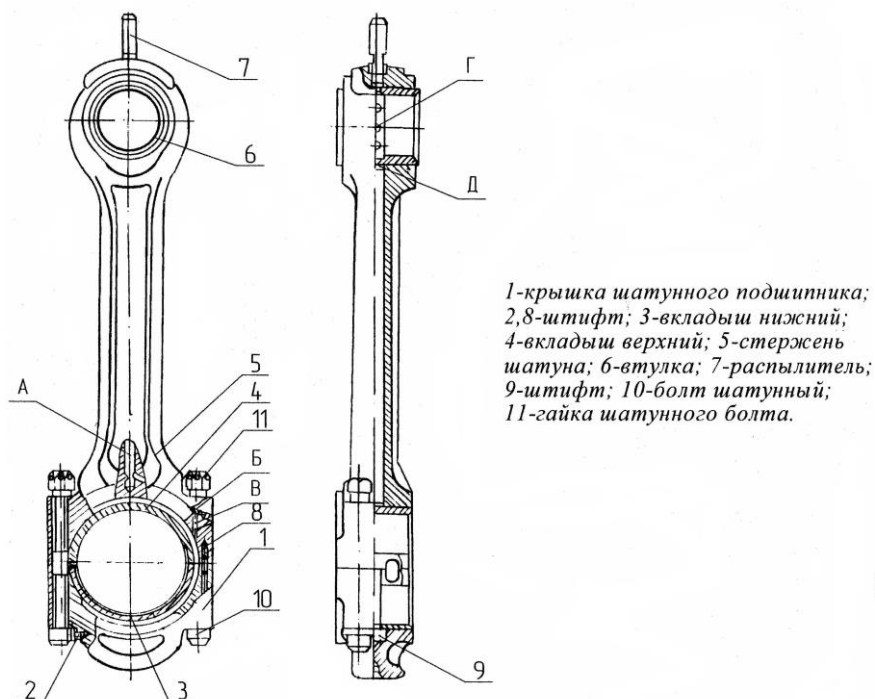


Рисунок 1.3 Шатун

У верхній головці шатуна виконана кільцева канавка Д, а в нижній головці - канали Б и В, по яким масло із шатунного підшипника поступає в головний.

В розточку верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка 6, яка являється головним підшипником. У верхню головку шатуна завернутий також розпилювач 7, який забезпечує розбризкування масла для охолодження днища поршня. Масло із канави А поступає в кільцеву канавку Д у верхній головці шатуна, а потім в розпилювач 7 на охолодження поршня і одночасно через отвори у втулці – в кільцеву канавку Г на змащування поршневого пальця. Деяка кількість масла утримується в головці поршня діафрагмою 6.

В нижній головці шатуна розташовані бабітові вкладиші 3 и 4 шатунного підшипника. Від осевого переміщення та повороту вкладиші утримуються

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 12   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

штифтом та шатунними болтами 10. Вкладиші мають перевищення розміру над площиною роз'єму в кришці 1 та стержні шатуна, завдяки чого після обтискування підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхні розточки (натяг). На внутрішній поверхні нижнього вкладиша є кільцева проточка, а на верхньому вкладиші - свердлення для забезпечення надходження масла до головного підшипника. Кришка шатунного підшипника кріпиться до стержня шатуна за допомогою чотирьох шатунних болтів. Взаємне положення стержня і кришки фіксується штифтами 8.

Шатунні болти виготовлені із високолегованої сталі. Гайки 11 шатунних болтів після затяжки стопоряться дротом від самовільного відкручування. На обох кінцях шатунного болта виконані площадки, відстань поміж якими, заміряна з точністю до 0,01 мм, нанесено на головці шатунного болта та служить для контролю залишкового подовження болта в експлуатації двигуна. Залишкове подовження болта не повинно перевищувати 0,3 мм. При більшому подовженні шатунний болт слід замінити. На гайках нанесені поділки для контролю затяжки шатунних болтів.

Поршень (рис. 1.4) - чавунний, цільний, охолоджується маслом. На краях днища поршня з двох сторін зроблені поглиблення для запобігання дотику поршнем клапанів газорозподілу при їх відкритті. В поглибленнях є два різьбові отвори М12, призначені для кріплення відповідного пристосування (скоби) при

витягуванні поршня із шатуном. Поршень і шатун з'єднані сталним пустотілим поршневим пальцем 9.

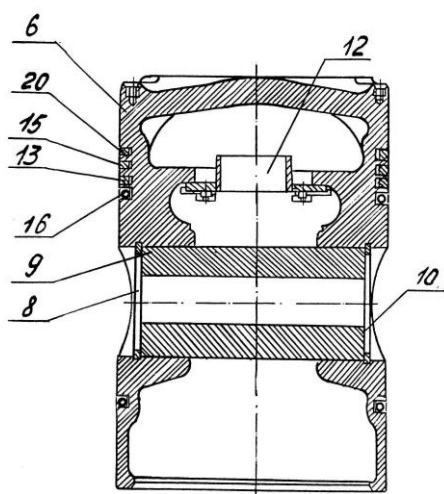


Рисунок. 1.4 Поршень

6 – поршень; 8, 10 – стопорне кільце; 9 – палець; 12 – діафрагма; 13, 15, 20 – кільце компресійне; 16 – кільце маслосборне.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 13   |

Зовнішня поверхня пальця цементована та загартована. Від осьового переміщення палець утримується пружинними кільцями 8, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня.

На поршні є п'ять канавок, в яких розміщені поршневі кільця: в трьох верхніх - по одному компресійному 10, та в нижніх - два маслоснімні кільця 16.

Компресійні кільця мають в перерізі прямокутну форму. Два верхніх компресійних кільця мають на боковій поверхні зносостійке покриття (хромування). Маслоснімні кільця 11 коробчастого типу з пружинним експандером, покриті хромом.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 14   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

## РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

### 2.1 Вимоги до проектованого двигуна.

Для забезпечення економічності роботи двигуна потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечить високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і таке інше.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю помилок в розрахунках, особливо в розрахунках на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів мастила забезпечується надійною конструкцією масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску також впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через втулку циліндру.

Двигун не повинен бути захаращений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що відповідає сучасним вимогам.

Застосування двигуна для приводу електричного генератора обумовлює вимоги до таких параметрів, як частота обертання колінчастого валу і потужність.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 15   |



Вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі тому, що необхідно забезпечити усталену роботу двигуна на всіх режимах навантаження.

Двигун проектується на базі газового двигуна 8ГЧН 25/34, його основні параметри наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Основні параметри газового двигуна - прототипу 8ГЧН 25/34

| Найменування параметра                   | Од. виміру              | Значення |
|------------------------------------------|-------------------------|----------|
| Частота обертання колінчатого валу, $n$  | хв. <sup>-1</sup>       | 500      |
| Середній ефективний тиск, $p_{me}$       | КПа                     | 984      |
| Номінальна ефективна потужність, $P_e$   | кВт                     | 535      |
| Ресурс до капітального ремонту, $t_{кр}$ | год                     | 60000    |
| Питома витрата газового палива, $b_e$    | м <sup>3</sup> /кВт·год | 0,22     |
| Питома витрата мастила, $g_m$            | г/(кВт·год)             | 1,0      |

## 2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна.

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького - Мазинга.

При виконанні розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектуваного двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, і наявні експериментальні дані.

### Тиск і температура навколишнього середовища.

Як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища  $P_0 = 0,1$  МПа, а температура  $t_0 = 20^\circ\text{C}$ . При високих

температурах і низькому тиску навколишнього середовища потужність двигуна зменшується.

### **Ступінь стиску.**

Ступінь стиску для газових двигунів  $\varepsilon = 8 \dots 12$  і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих  $\varepsilon$ . В конкретному газовому двигуні ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури samozapalювання газоповітряної суміші  $t_c = 640^\circ\text{C}$  [6]

### **Коефіцієнт надлишку повітря.**

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газового складає  $\alpha = 1,1 \dots 1,8$  [6] стор.32 і уточнюють при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна. При  $\alpha = 1,8 \dots 2,0$  робота газового двигуна стає не стабільною по причині пропуску запалювання бідної газо - повітряної суміші, а при  $\alpha = 1,1 \dots 1,4$  максимальна температура робочого циклу стає занадто високою  $T_z > 2200 \text{ K}$ .

**Тиск наддуву** у газових двигунах із подачею газо - повітряної суміші під надлишковим тиском має бути таким, щоб, з однієї сторони, забезпечити необхідну потужність двигуна, а з другої сторони, таким, щоб температура ГПС в кінці стиску не перевищувала температури її samozapalювання

### **Коефіцієнт продувки камери згоряння.**

Для газових двигунів із системою зовнішнього сумішоутворення коефіцієнт продувки приймається  $\varphi_a = 1,02 \dots 1,05$ , так як кут перекриття впускного і випускного клапанів не значний  $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$ .

**Підігрів заряду свіжого повітря**, або газо - повітряної суміші від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах  $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$  [3] стор.56. Для розрахунків приймаємо  $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ .

### **Коефіцієнти використання теплоти.**

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають  $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$  і  $\xi_b = 0,84 \dots 0,95$ . [3] стор.103. Для двигунів із порівняно низькими обертами колінчастого валу  $n = 500 \dots 750 \text{ об/хв}$  приймаємо

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 17   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти  $\xi_z = 0,80$  і  $\xi_b = 0,95$ .

### **Ступінь підвищення тиску**

Ступінь підвищення тиску при згорянні  $\lambda$  залежить від швидкості двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів. При розрахунках для середньооборотних двигунів рекомендується приймати  $\lambda = 1,35 \dots 2,2$ . [6].

### **Охолодження наддувочного повітря**

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах  $40 \dots 60^\circ\text{C}$  [6].

### **Температура залишкових газів**

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах  $T_r = 600 \dots 900$  К. В розрахунку приймаємо  $T_r = 750$  К. [6].

### **Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми.**

Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати  $\phi = 0,93 \dots 0,97$ . [6].

### **Показник політропи стиску в компресорі.**

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із не охолоджуваним корпусом знаходиться в межах  $n_k = 1,45 \dots 1,8$ . [6]. Для розрахунку робочого циклу приймаємо  $n_k = 1,6$ .

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 18   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

## 2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна.

### 1. Умова завдання:

|                                      |                    |                 |      |                  |
|--------------------------------------|--------------------|-----------------|------|------------------|
| Ефективна потужність                 | на валу генератора | $P_e =$         | 850  | кВт              |
| Частота обертання колінчастого валу. |                    | $n =$           | 750  | $\text{хв}^{-1}$ |
| Діаметр циліндра                     |                    | $d =$           | 250  | мм               |
| Хід поршня                           |                    | $S =$           | 340  | мм               |
| Ступінь стиску                       |                    | $\varepsilon =$ | 10,5 |                  |
| Коефіцієнт надлишку повітря          |                    | $\alpha =$      | 1,75 |                  |
| Число циліндрів                      |                    | $i =$           | 8    |                  |
| Коефіцієнт тактності                 |                    | $z =$           | 4    |                  |

### 2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

|                                                        |                             |                  |                                 |                    |
|--------------------------------------------------------|-----------------------------|------------------|---------------------------------|--------------------|
| Тиск наддуву                                           |                             | $p_b =$          | 195                             | кПа                |
| Тиск навколишнього середовища                          |                             | $p_a =$          | 101,3                           | кПа                |
| Температура навколишнього середовища                   |                             | $T_a =$          | 293                             | К                  |
| Показник політропи стиску для відцентрового компресора |                             | $n_k =$          | 1,6                             |                    |
| Підігрів свіжого заряду                                |                             | $\Delta T =$     | 5                               | К                  |
| Тиск залишкових газів                                  |                             | $p_r =$          | 200                             | кПа                |
| Температура залишкових газів                           |                             | $T_r =$          | 700                             | К                  |
| Ступінь підвищення тиску                               |                             | $\lambda =$      | 2,5                             |                    |
| Середнє значення показника політропи:                  |                             |                  |                                 |                    |
| стиску                                                 |                             | $n_1 =$          | 1,32                            |                    |
| розширення                                             |                             | $n_2 =$          | 1,27                            |                    |
| Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"            |                             | $\xi_z =$        | 0,8                             |                    |
| Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми               |                             | $\xi =$          | 0,95                            |                    |
| Нижча теплота згорання газу                            |                             | $Q_H =$          | 36590                           | кДж/м <sup>3</sup> |
| Природний газ                                          |                             |                  |                                 |                    |
| Склад:                                                 | в %                         | В об'ємних долях |                                 |                    |
| метан                                                  | $\text{CH}_4 =$             | 95,4             | $R_{\text{CH}_4} =$             | 0,954              |
| етан                                                   | $\text{C}_2\text{H}_6 =$    | 2,6              | $R_{\text{C}_2\text{H}_6} =$    | 0,026              |
| пропан                                                 | $\text{C}_3\text{H}_8 =$    | 0,3              | $R_{\text{C}_3\text{H}_8} =$    | 0,003              |
| бутан                                                  | $\text{C}_4\text{H}_{10} =$ | 0,2              | $R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} =$ | 0,002              |
| пентан                                                 | $\text{C}_5\text{H}_{12} =$ | 0,2              | $R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} =$ | 0,002              |
| вуглекислота                                           | $\text{CO}_2 =$             | 0,2              | $R_{\text{CO}_2} =$             | 0,002              |
| оксид вуглецю                                          | $\text{CO} =$               | 0                | $R_{\text{CO}} =$               | 0                  |
| азот                                                   | $\text{N}_2 =$              | 1,1              | $R_{\text{N}_2} =$              | 0,011              |

|        |         |   |             |   |
|--------|---------|---|-------------|---|
| кисень | $O_2 =$ | 0 | $R_{O_2} =$ | 0 |
| водень | $H_2 =$ | 0 | $R_{H_2} =$ | 0 |

### 3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m)C_nH_m - O_2] \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 9,73 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_1 = 18,03 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\begin{aligned} \text{Кількість } CO_2: \quad M_{CO_2} &= CO + \sum (nC_nH_m + CO_2), \text{ кмоль} \\ M_{CO_2} &= 1,043 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } H_2O: \quad M_{H_2O} &= H_2 + \sum (0.5mC_nH_m), \text{ кмоль} \\ M_{H_2O} &= 2,02 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} &= 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль} \\ M_{O_2} &= 1,5323 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} &= 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2, \text{ кмоль} \\ M_{N_2} &= 13,461 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 18,056 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль}$$

$$\Delta M = 0,031 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = 1,0017$$

### 4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left( \frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}}, K$$

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 19   |

$$T_B = 374,6 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 70^\circ \text{K})$$

$$\text{число з інтервалу} = 30$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 344,6 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0}, \text{ K}$$

$$T_{\text{см}} = 321,4 \text{ K}$$

де  $T_r = 310 \text{ K}$  - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r}$$

$$\text{де } P_d = 0,95 \times P_\varepsilon$$

$$P_d = 185,3 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,053$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_\varepsilon} \times \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\varphi_n = 0,93$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_d = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ K}$$

$$T_d = 345 \text{ K}$$

#### 5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ кПа}$$

$$P_c = 4127,9 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ K}$$

$$T_c = 732,8 \text{ K}$$

$$t_c = 459,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

#### 6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

|      |      |          |        |      |                           |      |
|------|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПІННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           | 20   |

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\beta = 1,0016$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot mCp m_z \cdot t_z - (mCv m_{cm} + 8.314 \lambda) \cdot t_c$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{MCO_2}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = 0,0578$$

$$R_{CO_2} = \frac{MH_2O}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,1119$$

$$R_{O_2} = \frac{MO_2}{M_2}$$

$$R_{O_2} = 0,0849$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2}$$

$$R_{N_2} = 0,7455$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

$$mCv_{me} = R_{O_2} \cdot mCv_{O_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2} + R_{H_2O} \cdot mCv_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2}$$

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{me} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 22,33$$

$$b = 600,47$$

теплоємність газового палива.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      | .        |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 21   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

$$mCv_{\text{гп}} = R_{\text{CH}_4} \cdot mCv_{\text{CH}_4} + R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot mCv_{\text{C}_2\text{H}_6} + R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot mCv_{\text{C}_3\text{H}_8} + R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot mCv_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot mCv_{\text{C}_5\text{H}_{12}} + R_{\text{CO}_2} \cdot mCv_{\text{CO}_2} + R_{\text{N}_2} \cdot mCv_{\text{N}_2}$$

$$mCv_{\text{ch}_4} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{c}_2\text{h}_6} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{c}_3\text{h}_8} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{c}_4\text{h}_{10}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{c}_5\text{h}_{12}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{N}_2} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{CO}_2} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{\text{гп}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 12,60$$

$$b = 5237,536$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCv_{\text{см}} = \frac{mCv_{\text{гп}} + mCv_{\text{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{\text{ме}} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{\text{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 20,07$$

$$b = 494,13$$

де  $mCv_{\text{пов}} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$  - мольна теплоємність повітря.  
середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mCv_{\text{см}} = a_{\text{см}} + \frac{b_{\text{см}}}{2} \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{\text{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 20,07$$

$$b = 247,06$$

мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z"

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 22   |



$$mCp_z = 8,314 + 19,86 + \frac{1,68}{\alpha} + \left( 427,38 + \frac{184,36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 29,134$$

$$b = 532,729$$

середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z".

$$mCp_{m_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} t_z$$

$$a = 29,134$$

$$b = 266,364$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + B \times t_z - C = 0$$

де:

$$A = 266,799$$

$$B = 29,182$$

$$C = 53632,52$$

Звідки:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}}, K$$

$$t_z = 1603,0 \text{ C} \quad T_z = 1876,0 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c, \text{ кПа}$$

$$p_{\max} = 10584,4 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = P_{\max} / P_c$$

$$\lambda = 2,56$$

$$\Delta \lambda = 2,56 \%$$

$\Delta \lambda$  повинна бути в межах 10%

Ступінь попереднього розширення.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 23   |

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.  
Ступінь подальшого розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\varepsilon} = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ кПа}$$

$$p_b = 534,3 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\varepsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_b = 994,3 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{T_b}{K'} \left[ 1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_b} \right]$$

$$T_{\text{ср.г.}} = 803,2 \text{ К}$$

де  $K' = 1,4$ ;  $K'' = 1,35$  - емпіричні коефіцієнти.

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt{\frac{P_b}{P_r}}}$$

$$T_r = 716,6 \text{ К}$$

$$\frac{|T_{r^3} - T_r|}{T_{r^3}} \times 100 \% = 2,37 \%$$

Перевірка:

8. Індикаторні показники робочого процесу.  
Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[ \lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ кПа}$$

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 24   |

$$P_{mi} = 1160,34 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \Gamma_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} \cdot 4,186$$

$$\eta_i = 0,40$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, M^3 / (квт \cdot год)$$

$$g_i = 0,25 \text{ м}^3 / (квт \cdot год)$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \times V_{п.ср} \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пп.} \times n}{30}, M / C$$

$$S_{пп} = 0,34 \text{ - хід поршня, м}$$

$$V_{п.ср.} = 8,5 \text{ м/с}$$

$$P_M = 131,8 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{ кПа}$$

$$P_{me} = 1028,53 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = 0,89$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,351$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{g_i}{\eta_m}, M^3 / (квт \cdot год).$$

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      | .        |        |      | ЛННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 25   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

$$b_e = 0,280 \text{ м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

$$B = b_e \times P_e, \text{ м}^3/\text{год}$$

$$B = 237,9 \text{ м}^3/\text{год}$$

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e \times 10^3}{P_{me} \times n}, \text{ Л}$$

$Z = 4$  - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 132,23 \text{ Л}$$

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 16,53 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{ мм}$$

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 249,2 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 339,0 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}, \text{ Л}$$

$$V_s = 133,45 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}$$

$$V_s = 16,68 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 26   |

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{St} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3}, KBm$$

$$P_{ep} = 857,9 \text{ кВт}$$

Отримана величина  $P_{ep}$  відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ep}} \times 100\%$$

$$P_{ep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{ep} = 853,9 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,92 \%$$

Так як значення  $\Delta P_e < 5\%$ , то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      | .        |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 27   |

### 2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна

|                                                               |                |                     |
|---------------------------------------------------------------|----------------|---------------------|
| ефективна потужність двигуна                                  | $P_e =$        | 857,9 кВт           |
| частота обертання колінвалу                                   | $n =$          | 750 хв-1            |
| діаметр циліндру                                              | $D =$          | 250 мм              |
| хід поршня:                                                   | $S =$          | 340 мм              |
| число циліндрів:                                              | $i =$          | 8                   |
| коефіцієнт тактності:                                         | $Z =$          | 4                   |
| нижча теплота згорання газу:                                  | $Q_H =$        | 36590 кДж/кг        |
| годинна витрата газу:                                         | $B_T =$        | 237,9 $m^3 / год$   |
| Індикаторний к.к.д.:                                          | $h \eta_i =$   | 0,40                |
| ефективний к.к.д.:                                            | $h_e \eta_e =$ | 0,35                |
| кількість свіжого заряду                                      | $M_1 =$        | 18,025 кмоль/кг     |
| загальна кількість продуктів згорання                         | $M_T =$        | 18,056 кмоль/кг     |
| температура випускних газів                                   | $T_{ср.г.} =$  | 803,2 К             |
| температура на початку стиску                                 | $T_d =$        | 345,3 К             |
| мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі: | $mC_v =$       | 24,23 кДж/(кмоль*К) |
| мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:     | $mC'_v =$      | 21,83 кДж/(кмоль*К) |
| середній індикаторний тиск:                                   | $P_{mi} =$     | 1160,34 кПа         |

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{IT} = Q_e + Q_B + Q_T + Q_M + Q_{н.в.}$$

де  $Q_e$ - теплота, еквівалентна ефективній роботі;  
 $Q_B$ - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;  
 $Q_T$ - теплота, яка виноситься випускними газами;  
 $Q_M$ - теплота, яка відводиться маслом;  
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{IT} = B \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_{IT} = 2418,3 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні  $q_p$  приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 857,9 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{IT} \cdot 100 \%$$

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 28   |

$$Q = 35,5 \%$$

Перевірка:  $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 850 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100\%$$

$$\Delta = 0,92 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\text{в}} = Q_w + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}}$$

де  $Q_w$  - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{\text{т.п.}}$  - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{\text{в.н.}}$  - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап.}} + W_{\text{ст.}} + W_{\text{г.р.}} + W_{\text{вип.}}) \cdot Q_n$$

де  $W_{\text{нап.}}$ ,  $W_{\text{ст.}}$ ,  $W_{\text{г.р.}}$ ,  $W_{\text{вип.}}$  - відповідно відносні втрати палива на дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап.}} = 0 \quad W_{\text{г.р.}} = 0,09-0,25 \quad 0,09$$

$$W_{\text{ст.}} = 0 \quad W_{\text{вип.}} = 0,01-0,07 \quad 0,03$$

$$Q_w = 290,2 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де  $a = 0,088$   $v = 0,0118$  - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \text{середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 8,5 \text{ м/с}$$

$$P_{\text{мд}} = 188,3 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}}$$

$$P_{\text{ср.т.}} = 112,98 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z)$$

де  $V_s$  - робочий об'єм циліндру.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 29   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 94,2 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 94,2 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається через стінки втулки циліндру та утворюється при терті поршнів двигуна:

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 384,4 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_{\epsilon} \cdot C_{mb} \cdot \Delta T_{\epsilon}}$$

$$K = 1,2-1,5 - \text{коефіцієнт запасу.} \quad K = 1,5$$

$$\rho_{\epsilon} = 1000 \text{ кг/м}^3 - \text{середня щільність води.}$$

$$C_{mb} = 4,19 \text{ кДж/(кг*град)} - \text{середня теплоємність води.}$$

$$\Delta T_{\epsilon} = 6-10 \text{ К} - \text{температурний перепад води в холодильнику.}$$

$$\Delta T_{\epsilon} = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0138 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\epsilon.н.} = V_{\epsilon} \cdot \Delta P_{\epsilon} / \eta_{\epsilon.н.}$$

$$\text{де } \Delta P_{\epsilon} = 98 \text{ кПа} - \text{гідравлічний опір системи охолодження.}$$

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,6 - 0,7 - \text{к.к.д. водяного насосу.}$$

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,6$$

$$P_{\epsilon.н.} = 2,25 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{\epsilon.н.} = 2,25 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\epsilon} = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{\epsilon.н.}$$

$$Q_{\epsilon} = 386,7 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\epsilon} = Q_{\epsilon} / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_{\epsilon} = 15,99 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 30   |



$$Q_{\Gamma} = \frac{B_{\Gamma}}{3,6 \times 224} [M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{cpz}} \cdot T_{cpz} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d]$$

$mC_p'' = 8,314 + mC_p'v$  ізобарна теплоємність продуктів згорання

$mC_p' = 8,314 + mC_p'v$  ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p'' = 32,54 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$mC_p' = 30,14 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$Q_{\Gamma} = 1023,1 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_{\Gamma} = 42,31 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{MD} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_{\Gamma}$$

$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{II}$  - теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

де  $\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i$  - доля втрат в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = 0,0644$$

тоді

$$Q_{MD} = 155,6 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 59,1 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M}$$

$K = 1,2 - 1,5$  - коефіцієнт запасу  $K = 1,5$

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$  - щільність масла

$C_{mm} = 2,094 \text{ кДж/кг}$  - середня теплоємність масла.

$T_M = 6 - 15 \text{ K}$  - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$\Delta T_M = 8 \text{ K}$$

$$V_M = 0,0059 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де  $P_0 = (0,3 - 0,4) \cdot 10^6 \text{ Па}$  - робочий тиск масла в системі.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 31   |

$$P_0 = 400000 \quad \text{Па}$$

$\eta_m = 0,7 - 0,9$  -механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{\text{м.н.}} = 3,36 \text{ кВт}$$

тоді  $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 3,4 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = 62,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_M = 2,58 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_{\text{е}} + Q_{\text{г}} + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 88,1 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_{H.B.} = 3,64 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця теплового балансу.

| Складові теплового балансу                              | кВт    | %    |
|---------------------------------------------------------|--------|------|
| теплота, еквівалентна ефективній роботі                 | 857,9  | 35,5 |
| теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною        | 386,7  | 16,0 |
| теплота, яка виноситься випускними газами               | 1023,1 | 42,3 |
| теплота, яка відводиться маслом                         | 62,5   | 2,6  |
| невраховані теплові втрати                              | 88,1   | 3,6  |
| Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом | 2418,3 | 100  |

## 2.4 Розрахунок індикаторної діаграми.

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

|                   |              |                                  |
|-------------------|--------------|----------------------------------|
| $P_{mi} =$        | 1,160 МПа    | Середній індикаторний тиск.      |
| $P_d =$           | 0,1853 МПа   | Тиск в кінці впуску.             |
| $n_1 =$           | 1,320        | Показник політропи стиску.       |
| $\varepsilon_c =$ | 10,500       | Ступінь стиску.                  |
| $P_{max} =$       | 10,584 МПа   | Максимальний тиск в циліндрі.    |
| $n_2 =$           | 1,270        | Показник політропи розширення.   |
| $\rho =$          | 1,000        | Ступінь попереднього розширення. |
| $m_p =$           | 0,050 МПа/мм | Масштаб по осі тиску.            |
| $\xi =$           | 0,950        |                                  |

Таблиця 2.3

Результати розрахунку.

| $V/V_c$      | $P_{CT}, \text{МПа}$ | $P_{CT}, \text{мм}$ | $P_{роз}, \text{МПа}$ | $P_{роз}, \text{мм}$ | $P_{cp}, \text{МПа}$ |
|--------------|----------------------|---------------------|-----------------------|----------------------|----------------------|
| 1            | 4,128                | 82,6                | 10,584                | 211,7                | 6,457                |
| 1,25         | 3,075                | 61,5                | 7,972                 | 159,4                | 4,898                |
| 1,5          | 2,417                | 48,3                | 6,325                 | 126,5                | 3,908                |
| 1,75         | 1,972                | 39,4                | 5,200                 | 104,0                | 3,228                |
| 2            | 1,653                | 33,1                | 4,389                 | 87,8                 | 2,736                |
| 3            | 0,968                | 19,4                | 2,623                 | 52,5                 | 1,654                |
| 4            | 0,662                | 13,2                | 1,820                 | 36,4                 | 1,158                |
| 5            | 0,493                | 9,9                 | 1,371                 | 27,4                 | 0,878                |
| 6            | 0,388                | 7,8                 | 1,087                 | 21,7                 | 0,700                |
| 7            | 0,316                | 6,3                 | 0,894                 | 17,9                 | 0,578                |
| 8            | 0,265                | 5,3                 | 0,755                 | 15,1                 | 0,489                |
| 9            | 0,227                | 4,5                 | 0,650                 | 13,0                 | 0,423                |
| 10           | 0,198                | 4,0                 | 0,568                 | 11,4                 | 0,371                |
| 10,5         | 0,185                | 3,7                 | 0,534                 | 10,7                 | 0,349                |
| $P_{mi}^D =$ |                      |                     |                       |                      | 1,209                |

Об'єм камери згорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ мм}$$

$$V_s = [AB] = 190 \text{ мм}$$

$$V_c = 20 \text{ мм}$$

Приведений робочий об'єм

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^{\text{II}}|}{P_{mi \text{ ср}}} \times 100\%$$

$$P_{mi \text{ ср}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^{\text{II}}}{2}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi \text{ ср}} = 1,185 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{mi} = 4,08$$

Похибка не перевищує 5%

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 34   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

Побудова дійсної індикаторної діаграми.

$C', \text{ДоВМТ}$  точка подачі іскри.

$f, \text{ДоВМТ}$  Визначається кутом випередження запалювання  
точка початку згорання, визначається кутом затримки  
згорання:  $\Delta\varphi_1 = ^\circ \text{ПКВ}$

$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$  кут після ВМТ, де тиск максимальний

$b', \text{ПісляВМТ}$  точка відкриття випускного клапану

$r', \text{ДоВМТ}$  точка відкриття впускного клапану

$r'', \text{ПісляВМТ}$  точка закриття випускного клапану

$d', \text{ДоВМТ}$  точка закриття впускного клапану

$c''$  точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску

$Z_d$  точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

|                     |                 |                                      |
|---------------------|-----------------|--------------------------------------|
| $\lambda_L =$       | 0,250           | Кривошипно-шатунне відношення.       |
| $[AB] =$            | 190 мм          | Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі. |
| $\Delta\varphi_1 =$ | 10 $^\circ$ ПКВ | Кут затримки згорання.               |
| $P_r =$             | 0,200 МПа       | Тиск залишкових газів.               |
| $m_p =$             | 0,050 МПа/мм    | Масштаб тиску.                       |
| $S =$               | 340 мм          | Хід поршня.                          |
| $P_c =$             | 4,128 МПа       | Тиск в кінці стиску.                 |
| $P_{\max} =$        | 10,584 МПа      | Максимальний тиск.                   |

Таблиця 2.4 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

| Позначка точки $\varphi^0, \text{ПКВ}$ | Положення точки відносно ВМТ, $\varphi^0, \text{ПКВ}$ | Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$ | Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$ |
|----------------------------------------|-------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------|
| $C', \text{ДоВМТ}$                     | 15                                                    | 0,042                                                                             | 4,0                                                            |
| $f, \text{ДоВМТ}$                      | 5                                                     | 0,005                                                                             | 0,5                                                            |
| $\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$     | 10                                                    | 0,019                                                                             | 1,8                                                            |
| $b', \text{ПісляВМТ}$                  | 130                                                   | 1,716                                                                             | 163,0                                                          |
| $r', \text{ДоВМТ}$                     | 10                                                    | 0,019                                                                             | 1,8                                                            |
| $r'', \text{ПісляВМТ}$                 | 30                                                    | 0,165                                                                             | 15,7                                                           |
| $d', \text{ДоВМТ}$                     | 150                                                   | 1,897                                                                             | 180,2                                                          |

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 4,0 \quad \text{мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

$$P_c'' = (1.15 - 1.25) \times P_c$$

1,2 Число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 4,95 \quad \text{МПа} \\ P_c'' &= 99,1 \quad \text{мм} \end{aligned}$$

Максимальний тиск згорання.

для карбюраторних і газових двигунів:  $P_{zd} = P_{\max} * 0,85$

$$\begin{aligned} P_{zd} &= 9,00 \quad \text{МПа} \\ P_{zd} &= 180 \quad \text{мм} \end{aligned}$$

Поправка Брікса

$$OO = \frac{R \cdot \lambda_L}{2}, \text{ мм}$$

$$OO' = 21,3 \quad \text{мм}$$

Масштаб переміщення

$$M_s = \frac{S}{AB}$$

$$M_s = 1,79$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 11,9 \quad \text{мм}$$

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      | .        |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 36   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

## 2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Вихідні дані:

|              |       |                                                         |
|--------------|-------|---------------------------------------------------------|
| $d=$         | 0,25  | м - діаметр циліндра                                    |
| $s=$         | 0,34  | м - хід поршня                                          |
| $\lambda_L=$ | 0,250 | - кривошипно-шатунне відношення                         |
| $r=$         | 0,17  | м - радіус кривошипа                                    |
| $n=$         | 750   | хв <sup>-1</sup> - частота обертання                    |
| $m_s=$       | 74,6  | кг - маса деталей, що рухаються<br>зворотно-поступально |
| $m_F=$       | 1,00  | кН/мм - масштаб сил                                     |
| $m_p=$       | 0,05  | МПа/мм масштаб тиску.                                   |

Кутова швидкість

$$\omega = \frac{\pi \times n}{30}$$

$$\omega = 78,5 \text{ с}^{-1}$$

Площа днища поршня

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$A = 0,049 \text{ м}^2$$

Сила тиску газу

$$F_z = (P_c - P_a) \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_L \cos 2\varphi), H$$

Сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_z \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times \operatorname{tg} \beta, H$$

Радіальна сила.

$$F_r = F_d \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Дотична сила.

$$F_k = F_d \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються обертально.

$$F_{uob} = -m_R r \omega^2, H$$

$$F_{uob} = -47,4 \quad \text{кН}$$

$$F_{uob} = -47,4 \quad \text{мм}$$

Маса деталей, що рухаються обертально

$$m_R = 45,29 \quad \text{кг}$$

Тиск газів в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$\text{для } \varphi = 10 \dots 180^\circ \quad P_u = P_d$$

$$\text{для } \varphi = 190 \dots 350^\circ \quad P_u = P_d \left( \frac{V_a}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 360^\circ \quad P_u = \frac{P_{\max} + P_c}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 370^\circ \quad P_u = P_{\max}$$

$$\text{для } \varphi = 380 \dots 530^\circ \quad P_u = P_{\max} \left( \frac{V_c \cdot \rho}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 540^\circ \quad P_u = \frac{P_b + P_d}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 550 \dots 720^\circ \quad P_u = P_r$$

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 38   |



Робочий об'єм

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S = 0,01668 \text{ м}^3$$

Об'єм камери сгорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} = 0,00209 \text{ м}^3$$

Повний об'єм

$$V_a = V_s + V_c = 0,018766 \text{ м}^3$$

Перемінний об'єм циліндра в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$V_f = Ar \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} (1 - \cos \varphi) \right] + V_c, \text{ м}^3$$

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      | .        |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 39   |

Таблиця 2.5

Результати динамічного розрахунку.

| $\varphi$ | $\varphi^\circ$ | Vf    | Fr      | Fi      | Fd      | FN      | Fr      | Fk      | Fr      | Fi   | Fd     | FN     | Fr     | Fk     | Fr     | Fk     |
|-----------|-----------------|-------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| ПКВ       | МЗ              | кН    | кН      | кН      | кН      | кН      | кН      | кН      | кН      | кН   | кН     | кН     | кН     | кН     | кН     | кН     |
| 0         | 0,0021          | 4,119 | -97,700 | -93,581 | 0,000   | -93,581 | 0,000   | -93,581 | 0,000   | 4,12 | -97,70 | -93,58 | 0,00   | -93,58 | 0,00   | 0,00   |
| 10        | 0,0022          | 4,119 | -95,334 | -91,216 | -3,944  | -89,141 | -19,743 | -91,216 | -3,944  | 4,12 | -95,33 | -91,22 | -3,94  | -89,14 | -19,74 | -19,74 |
| 20        | 0,0027          | 4,119 | -88,415 | -84,296 | -7,093  | -76,738 | -35,629 | -84,296 | -7,093  | 4,12 | -88,42 | -84,30 | -7,09  | -76,74 | -35,63 | -35,63 |
| 30        | 0,0035          | 4,119 | -77,459 | -73,340 | -8,854  | -58,894 | -44,672 | -73,340 | -8,854  | 4,12 | -77,46 | -73,34 | -8,85  | -58,89 | -44,67 | -44,67 |
| 40        | 0,0045          | 4,119 | -63,267 | -59,148 | -8,965  | -39,120 | -45,397 | -59,148 | -8,965  | 4,12 | -63,27 | -59,15 | -8,97  | -39,12 | -45,40 | -45,40 |
| 50        | 0,0057          | 4,119 | -46,847 | -42,728 | -7,520  | -21,079 | -38,091 | -42,728 | -7,520  | 4,12 | -46,85 | -42,73 | -7,52  | -21,08 | -38,09 | -38,09 |
| 60        | 0,007           | 4,119 | -29,310 | -25,191 | -4,887  | -7,758  | -24,610 | -25,191 | -4,887  | 4,12 | -29,31 | -25,19 | -4,89  | -7,76  | -24,61 | -24,61 |
| 70        | 0,0085          | 4,119 | -11,764 | -7,645  | -1,576  | -0,878  | -7,816  | -7,816  | -0,878  | 4,12 | -11,76 | -7,65  | -1,58  | -0,88  | -7,82  | -7,82  |
| 80        | 0,01            | 4,119 | 4,789   | 8,908   | 1,897   | -0,682  | 9,166   | 9,166   | -0,682  | 4,12 | 4,79   | 8,91   | 1,90   | -0,68  | 9,17   | 9,17   |
| 90        | 0,0115          | 4,119 | 19,540  | 23,659  | 5,091   | -6,109  | 23,659  | 23,659  | -6,109  | 4,12 | 19,54  | 23,66  | 5,09   | -6,11  | 23,66  | 23,66  |
| 100       | 0,0129          | 4,119 | 31,934  | 36,053  | 7,678   | -15,280 | 33,915  | 33,915  | -15,280 | 4,12 | 31,93  | 36,05  | 7,68   | -15,28 | 33,91  | 33,91  |
| 110       | 0,0142          | 4,119 | 41,701  | 45,820  | 9,443   | -26,077 | 39,269  | 39,269  | -26,077 | 4,12 | 41,70  | 45,82  | 9,44   | -26,08 | 39,27  | 39,27  |
| 120       | 0,0154          | 4,119 | 48,850  | 52,969  | 10,275  | -36,657 | 39,999  | 39,999  | -36,657 | 4,12 | 48,85  | 52,97  | 10,28  | -36,66 | 40,00  | 40,00  |
| 130       | 0,0164          | 4,119 | 53,633  | 57,752  | 10,164  | -45,755 | 36,997  | 36,997  | -45,755 | 4,12 | 53,63  | 57,75  | 10,16  | -45,75 | 37,00  | 37,00  |
| 140       | 0,0172          | 4,119 | 56,481  | 60,600  | 9,185   | -52,764 | 31,395  | 31,395  | -52,764 | 4,12 | 56,48  | 60,60  | 9,19   | -52,76 | 31,39  | 31,39  |
| 150       | 0,0179          | 4,119 | 57,919  | 62,037  | 7,490   | -57,634 | 24,250  | 24,250  | -57,634 | 4,12 | 57,92  | 62,04  | 7,49   | -57,63 | 24,25  | 24,25  |
| 160       | 0,0184          | 4,119 | 58,478  | 62,597  | 5,267   | -60,659 | 16,361  | 16,361  | -60,659 | 4,12 | 58,48  | 62,60  | 5,27   | -60,66 | 16,36  | 16,36  |
| 170       | 0,0187          | 4,119 | 58,611  | 62,730  | 2,712   | -62,250 | 8,209   | 8,209   | -62,250 | 4,12 | 58,61  | 62,73  | 2,71   | -62,25 | 8,21   | 8,21   |
| 180       | 0,0188          | 4,119 | 58,620  | 62,739  | 0,000   | -62,739 | 0,000   | 0,000   | -62,739 | 4,12 | 58,62  | 62,74  | 0,00   | -62,74 | 0,00   | 0,00   |
| 190       | 0,0187          | 4,180 | 58,611  | 62,791  | -2,715  | -62,311 | -8,217  | -8,217  | -62,311 | 4,18 | 58,61  | 62,79  | -2,71  | -62,31 | -8,22  | -8,22  |
| 200       | 0,0184          | 4,368 | 58,478  | 62,846  | -5,288  | -60,901 | -16,427 | -16,427 | -60,901 | 4,37 | 58,48  | 62,85  | -5,29  | -60,90 | -16,43 | -16,43 |
| 210       | 0,0179          | 4,697 | 57,919  | 62,616  | -7,559  | -58,171 | -24,476 | -24,476 | -58,171 | 4,70 | 57,92  | 62,62  | -7,56  | -58,17 | -24,48 | -24,48 |
| 220       | 0,0172          | 5,191 | 56,481  | 61,672  | -9,348  | -53,698 | -31,950 | -31,950 | -53,698 | 5,19 | 56,48  | 61,67  | -9,35  | -53,70 | -31,95 | -31,95 |
| 230       | 0,0164          | 5,890 | 53,633  | 59,523  | -10,475 | -47,158 | -38,132 | -38,132 | -47,158 | 5,89 | 53,63  | 59,52  | -10,48 | -47,16 | -38,13 | -38,13 |
| 240       | 0,0154          | 6,851 | 48,850  | 55,701  | -10,806 | -38,548 | -42,062 | -42,062 | -38,548 | 6,85 | 48,85  | 55,70  | -10,81 | -38,55 | -42,06 | -42,06 |

ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ

Лист

40

Продовження таблиці 2.5

|     |        |         |         |         |         |         |         |        |        |        |        |        |        |
|-----|--------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 250 | 0,0142 | 8,164   | 41,701  | 49,865  | -10,276 | -28,380 | -42,735 | 8,16   | 41,70  | 49,86  | -10,28 | -28,38 | -42,74 |
| 260 | 0,0129 | 9,960   | 31,934  | 41,894  | -8,922  | -17,755 | -39,409 | 9,96   | 31,93  | 41,89  | -8,92  | -17,75 | -39,41 |
| 270 | 0,0115 | 12,441  | 19,540  | 31,981  | -6,882  | -8,258  | -31,981 | 12,44  | 19,54  | 31,98  | -6,88  | -8,26  | -31,98 |
| 280 | 0,01   | 15,924  | 4,789   | 20,713  | -4,411  | -1,585  | -21,312 | 15,92  | 4,79   | 20,71  | -4,41  | -1,58  | -21,31 |
| 290 | 0,0085 | 20,910  | -11,764 | 9,146   | -1,885  | 1,051   | -9,350  | 20,91  | -11,76 | 9,15   | -1,88  | 1,05   | -9,35  |
| 300 | 0,007  | 28,203  | -29,310 | -1,107  | 0,215   | -0,341  | 1,081   | 28,20  | -29,31 | -1,11  | 0,21   | -0,34  | 1,08   |
| 310 | 0,0057 | 39,086  | -46,847 | -7,762  | 1,366   | -3,829  | 6,919   | 39,09  | -46,85 | -7,76  | 1,37   | -3,83  | 6,92   |
| 320 | 0,0045 | 55,469  | -63,267 | -7,798  | 1,182   | -5,158  | 5,985   | 55,47  | -63,27 | -7,80  | 1,18   | -5,16  | 5,99   |
| 330 | 0,0035 | 79,608  | -77,459 | 2,149   | -0,259  | 1,726   | -1,309  | 79,61  | -77,46 | 2,15   | -0,26  | 1,73   | -1,31  |
| 340 | 0,0027 | 111,933 | -88,415 | 23,518  | -1,979  | 21,410  | -9,940  | 111,93 | -88,42 | 23,52  | -1,98  | 21,41  | -9,94  |
| 350 | 0,0022 | 145,067 | -95,334 | 49,732  | -2,150  | 48,602  | -10,764 | 145,07 | -95,33 | 49,73  | -2,15  | 48,60  | -10,76 |
| 360 | 0,0021 | 360,911 | -97,700 | 263,211 | 0,000   | 263,211 | 0,000   | 360,91 | -97,70 | 263,21 | 0,00   | 263,21 | 0,00   |
| 370 | 0,0022 | 519,297 | -95,334 | 423,963 | 18,330  | 414,323 | 91,763  | 519,30 | -95,33 | 423,96 | 18,33  | 414,32 | 91,76  |
| 380 | 0,0027 | 362,427 | -88,415 | 274,011 | 23,056  | 249,444 | 115,815 | 362,43 | -88,42 | 274,01 | 23,06  | 249,44 | 115,81 |
| 390 | 0,0035 | 260,835 | -77,459 | 183,376 | 22,138  | 147,257 | 111,696 | 260,84 | -77,46 | 183,38 | 22,14  | 147,26 | 111,70 |
| 400 | 0,0045 | 184,974 | -63,267 | 121,706 | 18,447  | 80,495  | 93,411  | 184,97 | -63,27 | 121,71 | 18,45  | 80,50  | 93,41  |
| 410 | 0,0057 | 133,485 | -46,847 | 86,638  | 15,247  | 42,740  | 77,235  | 133,48 | -46,85 | 86,64  | 15,25  | 42,74  | 77,23  |
| 420 | 0,007  | 99,284  | -29,310 | 69,974  | 13,574  | 21,548  | 68,359  | 99,28  | -29,31 | 69,97  | 13,57  | 21,55  | 68,36  |
| 430 | 0,0085 | 76,363  | -11,764 | 64,599  | 13,313  | 7,423   | 66,044  | 76,36  | -11,76 | 64,60  | 13,31  | 7,42   | 66,04  |
| 440 | 0,01   | 60,695  | 4,789   | 65,484  | 13,946  | -5,010  | 67,378  | 60,69  | 4,79   | 65,48  | 13,95  | -5,01  | 67,38  |
| 450 | 0,0115 | 49,749  | 19,540  | 69,289  | 14,910  | -17,890 | 69,289  | 49,75  | 19,54  | 69,29  | 14,91  | -17,89 | 69,29  |
| 460 | 0,0129 | 41,950  | 31,934  | 73,884  | 15,734  | -31,313 | 69,502  | 41,95  | 31,93  | 73,88  | 15,73  | -31,31 | 69,50  |
| 470 | 0,0142 | 36,306  | 41,701  | 78,007  | 16,076  | -44,396 | 66,854  | 36,31  | 41,70  | 78,01  | 16,08  | -44,40 | 66,85  |
| 480 | 0,0154 | 32,181  | 48,850  | 81,031  | 15,719  | -56,078 | 61,190  | 32,18  | 48,85  | 81,03  | 15,72  | -56,08 | 61,19  |
| 490 | 0,0164 | 29,159  | 53,633  | 82,793  | 14,570  | -65,593 | 53,039  | 29,16  | 53,63  | 82,79  | 14,57  | -65,59 | 53,04  |
| 500 | 0,0172 | 26,964  | 56,481  | 83,445  | 12,648  | -72,656 | 43,230  | 26,96  | 56,48  | 83,45  | 12,65  | -72,66 | 43,23  |
| 510 | 0,0179 | 25,411  | 57,919  | 83,330  | 10,060  | -77,415 | 32,573  | 25,41  | 57,92  | 83,33  | 10,06  | -77,42 | 32,57  |
| 520 | 0,0184 | 24,378  | 58,478  | 82,856  | 6,972   | -80,291 | 21,657  | 24,38  | 58,48  | 82,86  | 6,97   | -80,29 | 21,66  |
| 530 | 0,0187 | 23,786  | 58,611  | 82,397  | 3,562   | -81,767 | 10,782  | 23,79  | 58,61  | 82,40  | 3,56   | -81,77 | 10,78  |

ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ

Лист

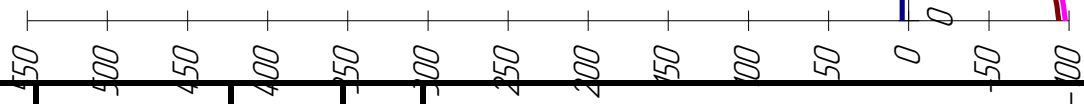
41

Продовження таблиці 2.5

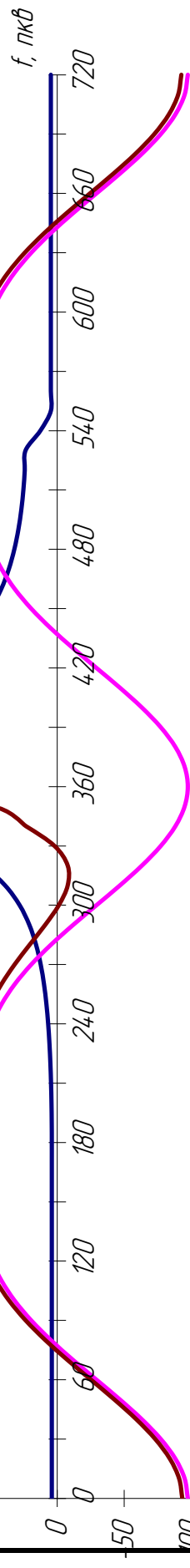
|     |        |        |         |         |         |         |         |       |        |        |        |        |        |
|-----|--------|--------|---------|---------|---------|---------|---------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 540 | 0,0188 | 12,681 | 58,620  | 71,301  | 0,000   | -71,301 | 0,000   | 12,68 | 58,62  | 71,30  | 0,00   | -71,30 | 0,00   |
| 550 | 0,0187 | 4,842  | 58,611  | 63,454  | -2,743  | -62,968 | -8,303  | 4,84  | 58,61  | 63,45  | -2,74  | -62,97 | -8,30  |
| 560 | 0,0184 | 4,842  | 58,478  | 63,320  | -5,328  | -61,360 | -16,550 | 4,84  | 58,48  | 63,32  | -5,33  | -61,36 | -16,55 |
| 570 | 0,0179 | 4,842  | 57,919  | 62,761  | -7,577  | -58,306 | -24,533 | 4,84  | 57,92  | 62,76  | -7,58  | -58,31 | -24,53 |
| 580 | 0,0172 | 4,842  | 56,481  | 61,324  | -9,295  | -53,394 | -31,770 | 4,84  | 56,48  | 61,32  | -9,29  | -53,39 | -31,77 |
| 590 | 0,0164 | 4,842  | 53,633  | 58,476  | -10,291 | -46,328 | -37,461 | 4,84  | 53,63  | 58,48  | -10,29 | -46,33 | -37,46 |
| 600 | 0,0154 | 4,842  | 48,850  | 53,693  | -10,416 | -37,158 | -40,546 | 4,84  | 48,85  | 53,69  | -10,42 | -37,16 | -40,55 |
| 610 | 0,0142 | 4,842  | 41,701  | 46,543  | -9,592  | -26,489 | -39,889 | 4,84  | 41,70  | 46,54  | -9,59  | -26,49 | -39,89 |
| 620 | 0,0129 | 4,842  | 31,934  | 36,776  | -7,832  | -15,586 | -34,596 | 4,84  | 31,93  | 36,78  | -7,83  | -15,59 | -34,60 |
| 630 | 0,0115 | 4,842  | 19,540  | 24,383  | -5,247  | -6,296  | -24,383 | 4,84  | 19,54  | 24,38  | -5,25  | -6,30  | -24,38 |
| 640 | 0,01   | 4,842  | 4,789   | 9,632   | -2,051  | -0,737  | -9,910  | 4,84  | 4,79   | 9,63   | -2,05  | -0,74  | -9,91  |
| 650 | 0,0085 | 4,842  | -11,764 | -6,921  | 1,426   | -0,795  | 7,076   | 4,84  | -11,76 | -6,92  | 1,43   | -0,80  | 7,08   |
| 660 | 0,007  | 4,842  | -29,310 | -24,468 | 4,746   | -7,535  | 23,903  | 4,84  | -29,31 | -24,47 | 4,75   | -7,53  | 23,90  |
| 670 | 0,0057 | 4,842  | -46,847 | -42,005 | 7,392   | -20,722 | 37,446  | 4,84  | -46,85 | -42,00 | 7,39   | -20,72 | 37,45  |
| 680 | 0,0045 | 4,842  | -63,267 | -58,425 | 8,855   | -38,642 | 44,842  | 4,84  | -63,27 | -58,42 | 8,86   | -38,64 | 44,84  |
| 690 | 0,0035 | 4,842  | -77,459 | -72,616 | 8,767   | -58,313 | 44,231  | 4,84  | -77,46 | -72,62 | 8,77   | -58,31 | 44,23  |
| 700 | 0,0027 | 4,842  | -88,415 | -83,573 | 7,032   | -76,080 | 35,323  | 4,84  | -88,42 | -83,57 | 7,03   | -76,08 | 35,32  |
| 710 | 0,0022 | 4,842  | -95,334 | -90,492 | 3,912   | -88,434 | 19,586  | 4,84  | -95,33 | -90,49 | 3,91   | -88,43 | 19,59  |
| 720 | 0,0021 | 4,842  | -97,700 | -92,858 | 0,000   | -92,858 | 0,000   | 4,84  | -97,70 | -92,86 | 0,00   | -92,86 | 0,00   |

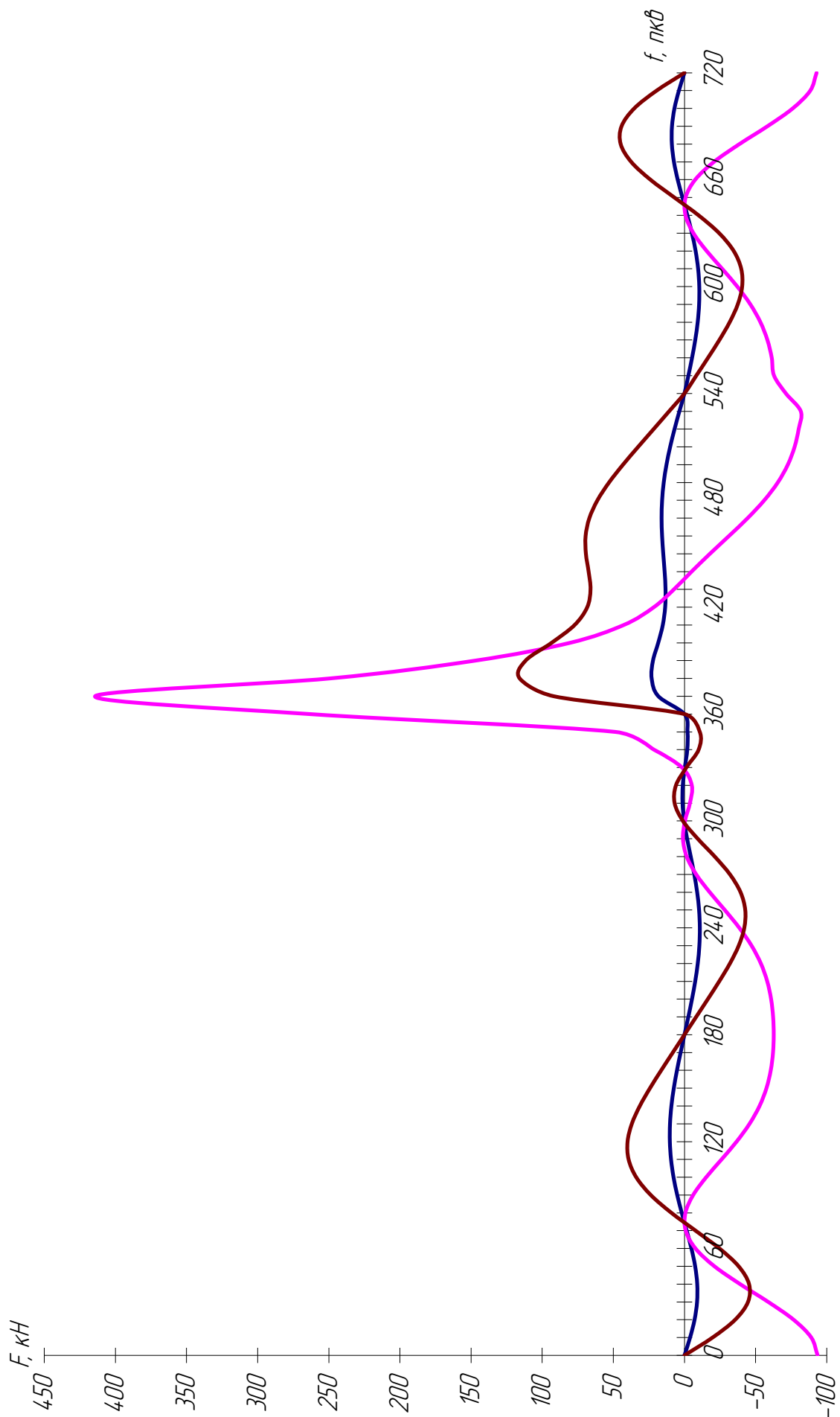
|      |      |          |        |      |
|------|------|----------|--------|------|
|      |      |          |        |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

$F, \text{кН}$



ПІННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ





|      |      |          |        |      |                          |  |  |  |  |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|--|--|--|--|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ |  |  |  |  | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |  |  |  |  | 44   |

## 2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна. Таблиця 2.2

| №п/п | Назва параметру                 | Позначення    | Розмірність                        | Чисельні значення |                     |
|------|---------------------------------|---------------|------------------------------------|-------------------|---------------------|
|      |                                 |               |                                    | Двигун-прототип   | Проектований двигун |
| 1    | Ефективна потужність            | $P_e$         | кВт                                | 535               | 850                 |
| 2    | Частота обертання               | $n$           | $\text{хв}^{-1}$                   | 500               | 750                 |
| 3    | Середній ефективний тиск        | $P_{me}$      | кПа                                | 984               | 1020                |
| 4    | Максимальний тиск згоряння      | $P_{max}$     | кПа                                | 850               | 1090                |
| 5    | Тиск наддуву                    | $P_b$         | кПа                                | 55                | 195                 |
| 6    | Ступень стиску                  | $\varepsilon$ |                                    | 12,5              | 10,5                |
| 7    | Питома ефективна витрата палива | $V_e$         | $\text{м}^3/\text{кВт}/\text{год}$ | 0,22              | 0,299               |
| 8    | Діаметр циліндру                | $D$           | мм                                 | 150               | 150                 |
| 9    | Хід поршня                      | $S$           | мм                                 | 150               | 150                 |
| 10   | Число циліндрів                 | $i$           |                                    | 8                 | 8                   |

Двигун, що проектується, відповідно теми кваліфікаційної роботи має значно більшу потужність. Для досягнення поставленої мети було збільшено частоту обертання колінчастого валу. При цьому збільшилися максимальний та ефективний тиски згоряння. Ефективна витрата палива зменшилась на 0,018  $\text{м}^3/\text{кВт}/\text{год}$ . (тобто на 6%).

### РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА

#### 3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.

Поршень є однією із найбільш відповідальних та напружених деталей двигунів як чотиритактних так, особливо, і двотактних.

Поршень приймає на себе навантаження від сил тиску газів та сил інерції, а також теплові навантаження в результаті контакту днища з гарячими газами, головним чином в процесі згоряння та розширення. Крім того, корпус поршня додатково нагрівається від тертя його бокової поверхні по стінці циліндру.

В результаті дії гарячих газів днище поршня сильно нагрівається, внаслідок чого знижується його міцність та погіршуються умови змащування, а в карбюраторному двигуні підвищена температура днища сприяє виникненню детонації. Поршень передає теплоту стінкам циліндру головним чином поршневі кільця та юбку, через внутрішню поверхню днища і стінок – картерним газам та маслу, через поршковий палець – шатуну.

Внаслідок багатьох функцій, що виконує поршень, до матеріалу останнього пред'являються серйозні вимоги. Матеріалами для виготовлення поршнів служить чавун, сталь та легкі сплави. Поширеним матеріалом для поршневих двигунів внутрішнього згоряння усіх типів є чавун (як сірий, так і ковкий). Найбільш часто застосовують чавуни марок СЧ25, СЧ28, СЧ32. В напружених конструкціях двигунів для підвищення механічних якостей та теплостійкості застосовують леговані та зверх міцні чавуни: леговані присадками ванадію, титана, міді, хрому, наприклад, чавун марки ВЧ50-2.

Чавун та сталь порівняно із легкими сплавами характеризуються більш високою міцністю та зносостійкістю, а також малим коефіцієнтом лінійного розширення.

Із легких сплавів застосовують переважно алюмінієві (АЛ1, АЛ10В, АЛ19, В300 та інші), що відрізняються різноманітним хімічним складом. Найбільше

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 50   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |



поширення знайшли мідно алюмінієві та кремній алюмінієві сплави. Останні мають кращі ливарні властивості та відносно низький коефіцієнт лінійного розширення. Крім того, при застосуванні цих сплавів збільшується зносостійкість поршневих канавок (при підвищеній температурі). Поршні із цих сплавів виготовляють методами лиття як в землю, так і в кокіль; останній спосіб дозволяє достатньо точно видержати масу заготовки, зменшити припуск для наступної механічної обробки та забезпечити порівняно низьку собівартість виготовлення.

Деформуючі алюмінієві сплави АК2, АК4, АК4-1, Д20 дають можливість отримати заготовки поршня шляхом кування та штамповки. Сплави АК4-1 і Д20 мають переваги при підвищених температурах (вище 150 °С). Кращі властивості при температурах вище 300°С мають сплави Д20.

Перевагами поршнів, виготовлених із легких сплавів, в порівнянні з поршнями, виготовленими із чавунів та сталей, є менша маса та в 3...3,5 рази більша висока теплопровідність. При відносно низькій температурі алюмінієвих поршнів (250...350°С замість 400...450°С чавунних поршнів) підвищується коефіцієнт наповнення, а також появляється можливість підвищення ступеню стиску у карбюраторних двигунах без небезпеки виникнення детонації. Крім того, поршні із легких сплавів відрізняються меншим утворенням нагару при роботі та меншим тертям. Маса поршня із алюмінієвого сплаву при інших рівних умовах менше маси чавунного поршня на 30...50 %. В результаті більш низької температури, менших сил інерції та меншого тертя при заміні чавунних поршнів поршнями із легких сплавів потужність двигуна підвищується на 10...20% та зменшується витрата палива та масла.

Проте при великих зазорах (в непрогрітому двигуні та при малих загрузках) поміж корпусом поршня та стінками циліндрів, якщо поршні виготовлені із легких сплавів, спостерігається стук, що приводить до підвищеного зношування двигунів, які працюють при змінних загрузочних режимах. Крім того, у цих поршнів гірші механічні властивості та нижча теплостійкість. До цього треба віднести високу вартість поршнів із легких сплавів та швидку розробку гнізд для поршневого пальця

|      |      |          |        |      |                           |      |
|------|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПІННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           | 51   |

в бобишках і канавок кілець.

В останні роки значну увагу приділяють поршням складеної конструкції, в яких головка поршня, що містить кільця, виконується із жаростійкого та міцного металу, а саме із спеціального чавуну або сталі. Застосовуючи сталь, можливо жаростійку та міцну конструкцію при відносно невеликій масі. Сталеві поршні застосовуються рідко.

Шатун є частиною кривошипно – шатунного механізму двигуна і служить для передачі зусиль від поршня до колінчастого валу і, навпаки, від колінчастого валу до поршня (в залежності від співвідношення діючих сил).

Основними елементами шатуна є:

- а) поршнева голівка, що з'єднується за допомогою поршневого пальця з поршнем;
- б) кривошипна голівка, що з'єднується з шатунною шийкою колінчастого валу;
- с) стержень шатуна.

В залежності від конструкції в комплект шатуна входять також втулки, вкладиші, болти (або шпильки) з гайками, елементи кріплення вкладишів та елементи шплінтовки гайок.

При роботі двигуна шатун здійснює складний рух, під час якого він піддається дії змінних по величині і напрямку газових та інерційних сил. В деяких випадках дія цих сил носить ударний характер. Матеріал шатуна працює на втому.

У зв'язку з цим до шатуна виставляються наступні вимоги:

**Міцність та жорсткість:** ці вимоги обумовлюють необхідність правильного вибору матеріалу та розробки оптимальної форми шатуна. Зважаючи на знакозмінний характер навантажень, що діють на шатун, матеріал шатуна повинен мати високий опір при роботі на втому. Такими матеріалами є високої якості вуглецеві, а також леговані сталі. Для виготовлення шатунів звичайно застосовують сталі 40, 45, 40Х, 40ХН. Шатуни двигунів з малою напруженістю виготовляють із сталі 5; для виготовлення дуже навантажених шатунів застосовують леговані сталі 18ХМА, 18ХНВА, 40ХНМА.

**Мала маса шатуна:** ця вимога необхідна для зменшення сил інерції шатуна.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 52   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

Конструкція шатуна залежить від типу та призначення двигуна, від його швидкохідності та напруженості, а також від масштабу виробництва. Форма шатуна має бути найбільш технологічною для прийнятого масштабу виробництва.

Шатуни двигунів індивідуального виробництва виготовляють за допомогою точіння, крупносерійного та масового виробництва – штамповкою. Шатуни двигунів з високою напруженістю повністю оброблюються, поліруються і для підвищення міцності на втому наклепується (наприклад, обдування дробом).

Поршнева (верхня) голівка шатуна проектується з врахуванням наступного:

- Шарнірне з'єднання поршневого пальця з шатуном працює при високих питомих тисках, підвищеній температурі та недостатньому змащенні.
- На надійність роботи підшипника суттєво впливає жорсткість поршневої голівки. При цьому необхідно врахувати небажаність збільшення маси голівки і, відповідно, сил інерції мас, що рухаються поступово.

Поршнева голівка шатуна піддається згинанню силами інерції мас, що рухаються поступово, та силами від тиску газів. Напруження згинання мають максимальне значення в місці переходу головки в стержень шатуна. Для зменшення напружень перехід має бути плавним, з максимально можливим радіусом.

Підшипник поршневої голівки шатуна звичайно представляє собою втулку із бронз БрОФ10–1, БрОЦ10-2, БрАЖ9-4 або ж із сталі з заливкою свинцевистою бронзою БрС30. У ненапружених двигунах інколи застосовують заливку бабітом.

Змащування підшипника виконується примусово по отвору в стержні шатуна, що різко зменшує зношування втулки поршневої голівки, або розбризкуванням через отвори, які розташовані в найменш навантажених місцях.

Чим вища напруженість двигуна, тим більш старанно має бути оброблена поверхня поршневої голівки для підвищення міцності втоми, яка у штампованих шатунів вища, ніж у оброблених грубо. В окремих випадках шатун не має шарнірного з'єднання з поршневим пальцем і жорстко кріпиться до нього болтами. Фірма “Зульцер” застосовує сферичне з'єднання шатуна з поршнем. В цьому випадку верхня голівка шатуна сферична.

|      |      |          |        |      |                           |      |
|------|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПІННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                           | 53   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

Стрижень шатуна у більшості двигунів має двотавровий переріз і лише у мілко-серійних та крупних двигунів – кругле або трубчате. Вісь більшої жорсткості двотавра поперечного перерізу в залежності від конструкції кривошипної голівки для надання їй більшої жорсткості може лежати як в площині гойдання шатуна, так і перпендикулярно до неї. Це допустимо, так як стрижень шатуна працює на стиск та розтягування і при звичайних конструктивних співвідношеннях шатуна поздовжнього згинання практично не має.

Конструкція стрижня шатуна визначається виходячи із наступного:

- 1) форма поперечного перерізу шатуна обирається із необхідності отримання великої жорсткості при малій масі і витраті метала, а також забезпечення найкращої технологічності при даному масштабі виробництва;
- 2) двигуни середньої форсування крупносерійного виробництва мають штамповані шатуни; з підвищенням форсування приходить збільшувати міцність на втому шатуна поліруванням стрижня та загартуванням поверхні обдувкою дробом;
- 3) для забезпечення жорсткості кривошипної голівки поперечні розміри стрижня шатуна часто збільшують по мірі віддалення від поршневої голівки;
- 4) довжина шатуна  $L$  визначається величиною  $\lambda = L/R$ , де  $R$  – радіус кривошипу. У швидкохідних двигунів звичайно  $\lambda = 3,7 \dots 4,2$ ; у тихохідних  $\lambda = 4 \dots 5$ ; чим менше  $\lambda$ , тим більший боковий тиск поршня на стінку циліндра;
- 5) в стрижні шатуна часто роблять отвір для підведення змащення до поршневої голівки шатуна;
- 6) стрижень шатуна працює на втому під дією газових та інерційних сил; розраховувати стрижень шатуна на поздовжнє згинання немає потреби, тому що реально «ступінь гнучкості» шатуна не має таких значень, щоб мала місце втрата стійкості в робочих умовах.

Кривошипна голівка шатуна виготовляється від'ємною від стрижня шатуна, за одне ціле з шатуном (без роз'єму) та з від'ємною кришкою. Вибір конструкції проводиться з врахуванням наступного:

|      |      |          |        |      |                           |      |
|------|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПІННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                           |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           | 54   |

Для забезпечення надійної роботи підшипника шатуна та шийки колінчастого останню роблять як можна більшого діаметра. В судових двигунах треба забезпечити можливість витягування поршня разом із шатуном через циліндр. При великому діаметрі валу стик в роз'ємі кривошипної голівки стає недостатньо жорстким і мало місця залишається для розміщення болтів шатуна. В цьому випадку застосовують косий роз'єм кривошипної голівки. Захист болтів від згинання забезпечується застосуванням в стику замків у вигляді виступів, зубців або призонних втулок. Інколи кривошипну голівку роблять повністю від'ємною.

В мілко серійних та крупних двигунах кривошипну голівку часто роблять від'ємною від стержня шатуна. Поміж стрижнем та голівкою інколи ставлять прокладки для регулювання ступеню стиску. Роз'їм роблять також для забезпечення можливості витягування поршня із шатуном через циліндр при великому діаметрі шатунної шийки валу.

Кривошипна голівка має бути жорсткою та плавно (великими радіусами) спрягатися із стержнем шатуна.

Кришка кривошипної голівки 4 – тактного двигуна навантажена силами інерції мас шатуна, що рухаються поступально. Для забезпечення жорсткості вона забезпечується ребрами. В 2 – тактних двигунах кришка навантажується лише при пуску та заїданні поршня, однак для забезпечення правильної форми підшипника і в цьому випадку вона робиться жорсткою і часто на ній встановлюють ребра.

Шатунні болти або шпильки навантажується силою затяжки та додатковою змінною силою, що визивається силами інерції мас, що рухаються поступально. Для виготовлення шатунних болтів застосовують такі сталі: 40, 40Х, 20ХН3А, 40ХН, 40ХН2МА та інші.

Під дією змінних сил болт шатуна працює на втому. Місцями концентрації напружень є: різьба по причині наявності впадин з маленькими радіусами при вершині; канавка для виходу різця; переходи від стрижня болта до головки та до центруючих поясків; риси, що утворилися при грубій обробці.

Підвищення міцності на втому болта шатуна забезпечується наступними

|      |      |          |        |      |                           |      |
|------|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПІННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                           |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           | 55   |

заходами.

Для розвантаження різьба має більший діаметр за циліндричну частину болта. Її роблять рівною  $0,85 \dots 0,95$  від внутрішнього діаметра різьби. Ця частина болта та переходи старанно поліруються.

Переходи від тонкої частини болта до різьби, центруючим пояском і до головки роблять з можливо більшими радіусами ( до поясків і різьби  $0,5d$ , до головки  $(0,15 \dots 0,20)d$ ).

Для забезпечення податливості крайнім виткам і їх часткового розвантаження різьбу болта «втоплюють» в гайку. Найбільш навантаженим є перший виток (від місця упору гайки, що працює на стиск).

Різьба виконується накаткою. Така різьба має більшу міцність при роботі на втому, ніж нарізана та шліфувана.

Різьба виготовляється із збільшеними радіусами у вершин та впадин.

Для забезпечення роботи болта на чисте розтягування головку болта роблять симетричною без односторонніх скосів. Опорні торці гайки та головки болта, а також опорні торці в шатуні і кришці мають бути перпендикулярними осі болта.

### 3.2 Вибір та опис конструкції проектного поршня

Одним із найбільш частих дефектів поршнів слід вважати перегрів днища, який визиває відпуск матеріалів, погіршення механічних властивостей та втрату твердості. Періодична дія сил тиску газів разом з вказаним перегрівом визиває появу мілких тріщин, що призводять до руйнування днища. Температура поршнів залежить від параметрів процесу та конструкції двигуна. Значний вплив на температуру поршня мають конструкції гільз (втулок) та спосіб їх з'єднання з блоком циліндрів. Найбільш інтенсивного охолодження можна досягнути при мокрих гільзах. Значний вплив на розподіл температур в голівці поршня має також розташування передкамер та вихрових камер.

Велике значення для надійної роботи поршня має обрис днища. Форма днища

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 56   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

визначається в першу формою камери згоряння, пов'язаною із способом сумішоутворення, розташуванням клапанів в кришці (головці), а в двотактних двигунах – і з системою газорозподілу.

На рисунку 3.1 показані найбільш розповсюджені форми днищ, що застосовуються в форсованих двигунах (дизелях). Плоскі днища застосовують в двигунах із запалюванням від стиску, головним чином в передкамерних та вихрокамерних (а також в двигунах із зовнішнім сумішоутворенням). Днище, виконане по схемі рис.3.1,а має підвищену жорсткість. Для даної конструкції характерна менша можливість утворення масляного нагару. Подібні днища застосовують в однокамерних та багатоканерних двигунах із запалюванням від стиску, а також у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням. При такій конструкції днища можна в тій або іншій мірі придати необхідне направлення потоку повітря.

Днище, що виконане по схемі рис.3.1,б утворює сприятливу форму камери згоряння, що наближається до шарової, при безпосередньому впорскуванні. Ці днища застосовують головним чином в чотиритактних двигунах як із внутрішнім, так із зовнішнім сумішоутворенням та в деяких конструкціях двохтактних двигунів.

Днище поршня, що показане на рис.3.1,в, утворює камеру згоряння, близької по формі до факелу розпилюваного палива. Такі днища застосовують при безпосередньому впорскуванні в двигунах із запалюванням від стиску як в чотиритактних, так і в двотактних при прямоотчній продувці. В такій конструкції розпилене паливо не попадає на стінки циліндру, що покращує його витрату та попереджує попаданню його в мастило.

Днище, що показане на рис.3.1,г сприяє поліпшенню сумішоутворення. Однак при такій формі необхідні спеціальні конструктивні заходи для підвищення надійності днища. Цю конструкцію застосовують в основному в чотиритактних двигунах із запалюванням від стиску з безпосереднім впорскуванням.

Днище, що виконане по схемі рис.3.1,д відрізняється формою, що сприяє покращенню сумішоутворення. Інколи камери згоряння, що розташовані в поршні, зміщують в сторону для забезпечення тангенціального напрямку повітря, яке

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 57   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

збільшує швидкість вихору. Але при цьому маємо нерівномірний розподіл температур в голівці поршня.

Днище, показане на рис.3.1,е, завдяки більш простій формі відрізняється підвищеною надійністю, ніж днища показані на рис.3.1,г,д. Таку конструкцію застосовують головним чином в чотиритактних двигунах із запалюванням від стиску.

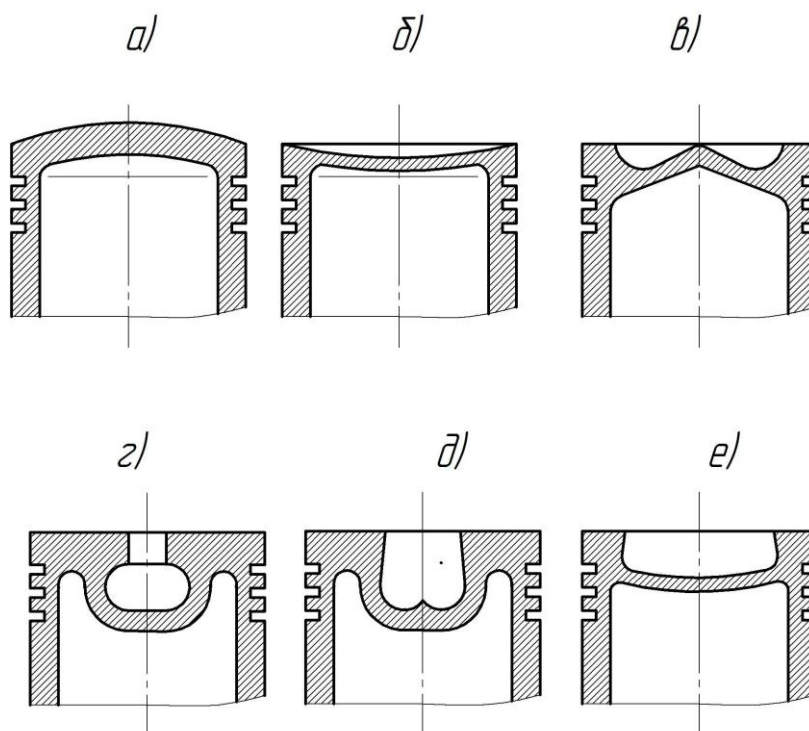


Рисунок 3.1 Форми днищ поршня

Форма корпусу поршня та його основні розміри визначаються в першу чергу умовами відведення тепла, що надходить від камери згоряння. Поршні виконують монолітними та складеної конструкції. Одні та другі можуть бути без охолодження та з охолодженням.

При конструюванні поршня необхідно прагнути до того, щоб він мав просту циліндричну, по можливості симетричну форму відносно вісі циліндру. Перехід від днища до стінок необхідно виконувати з великими радіусами закруглення для забезпечення рівномірної теплової завантаження в розрізах головки поршня. В напружених конструкціях бобишки зв'язують з днищем поздовжніми та поперечними ребрами. В легких двигунах великої потужності часто бобишки



з'єднують безпосередньо з днищем, що полегшує штамповку внутрішньої поверхні поршнів.

Для зменшення температурних напружень раціонально застосовувати днища без ребер. Ребра ускладнюють виготовлення поршня та можуть служити причиною появи внутрішніх напружень в матеріалі.

Компресійні кільця застосовують в кількості від 2 до 6, в залежності від швидкохідності, а також від величини максимального тиску згоряння. Компресійні кільця не слід розміщувати близько до днища, так як внаслідок цього збільшується їх теплова напруженість, а особливо першого кільця, але віддалення кілець від днища приводить до збільшення загальної довжини бокової поверхні та висоти поршня. Це особливо необхідно враховувати при проектуванні легких малогабаритних двигунів, так як віддалення пальця від днища обумовлює збільшення габаритних розмірів двигуна в напрямку осі циліндру.

Для двигунів тихохідних та середньої швидкохідності, коли технічними вимогами не передбачується особливо малі габаритні розміри двигунів, довжину поршня визначають, в основному враховуючи величину допустимого бокового тиску.

Для швидкохідних малогабаритних чотиритактних двигунів (з малим ресурсом) в першу чергу враховують можливість розміщення основних елементів конструкції: компресійних кілець, перемичок поміж ними, поршневого пальця з бобиками та маслознімних кілець.

Практично пояс, що несе поршневі кільця, не приймає участі в передачі бокових сил: поверхня перерізана канавками. Наявність канавок не дозволяє також створити стійку масляну плівку. Величину зазору поміж цією частиною поршня та стінками циліндру вибирають із умови захисту поршневих кілець від дії гарячих газів, з однієї сторони, та з умови попередження попадання масла в камеру згоряння – з другої сторони. При цьому враховують температурні деформації корпусу поршня та стінок втулки циліндру. Зазор поміж юбкою поршня та стінками циліндру при роботі вибирають із розрахунку вільного переміщення поршня та його

|      |      |          |        |      |                           |      |
|------|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПІННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                           | 59   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

можливості встановлюватися (в деяких межах) під дією сил, що розвиваються в масляному шарі поміж поршнем та циліндром. Для зменшення тертя бажано збільшувати зазор, але це приводить до зростання витрати масла, стуку та зношуванню поршня внаслідок поперечного переміщення поршня в мертвих точках.

Зазор поміж поясом поршня, який несе поршневі кільця, та стінками циліндру виконують дещо більшим, ніж в направляючій частині.

Профілі бокової поверхні корпусу поршня, що показані на рис.4, а-г, виконують у вигляді циліндричних або конічних ступенів. В деяких випадках, особливо в останні роки, бокову поверхню поршня на висоті бобишок або дещо ближче до нижнього торця корпусу виконують бочкоподібною. При зміні робочої сторони поршня частина бокової поверхні вступає в контакт з циліндром, і тому дещо поліпшуються умови роботи бічної поверхні поршня, а також змащування юбки під час робочого ходу поршня.

Середні значення зазорів поміж корпусом поршня та стінкою циліндру:

Для чавунних та сталейних поршнів

- зазор в стороні, що звернена до камери згоряння

$$\Delta D' = (0,004 \dots 0,008)D$$

- зазор в стороні, що звернена до колінчастого валу

$$\Delta D'' = (0,0008 \dots 0,0013)D$$

Для поршнів із алюмінієвого сплаву

- зазор в стороні, що звернена до камери згоряння

$$\Delta D' = (0,008 \dots 0,013)D$$

- зазор в стороні, що звернена до колінчастого валу

$$\Delta D'' = (0,001 \dots 0,003)D$$

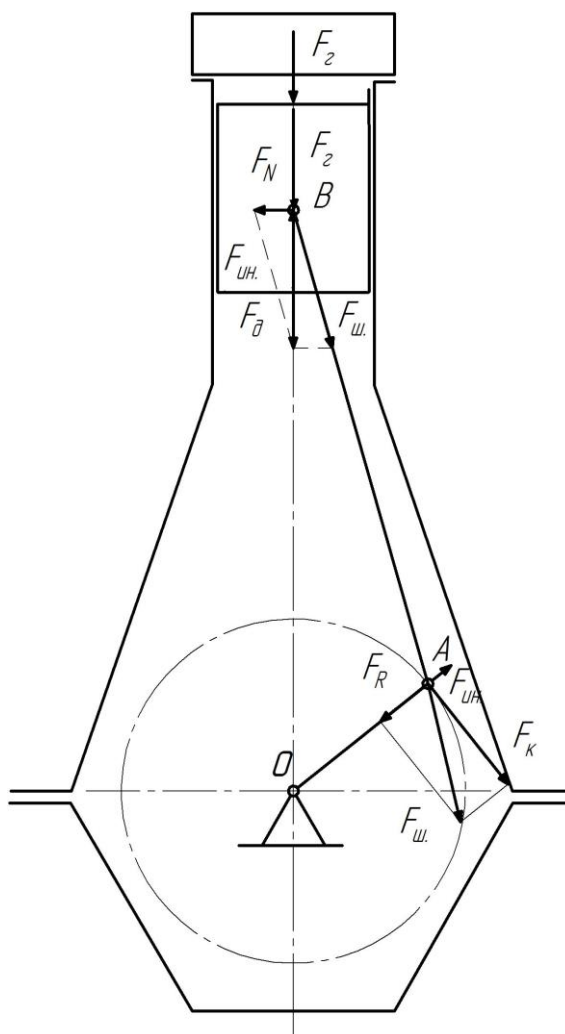
В двигунах з повітряним охолодженням, що працюють при більш високих температурах, зазори поміж поршнями та циліндрами (в холодному стані) мають бути більшими, ніж зазори у двигунів з водяним охолодженням.

Вибір зовнішнього обрису направляючої частини корпусу залежить від деформації середньої частини поршня ( в зоні розташування поршневого пальця). В

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 60   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

результаті дії температурних деформацій, сили тиску газів на днище поршня та поперечної сили на бокову поверхню поршня розріз корпусу приймає овальну форму. Внаслідок того, що значна частина матеріалу розташована в напрямку вісі поршневого пальця, при нагріванні матеріал деформується нерівномірно, тому корпус в районі бобишок приймає форму овалу із збільшенням розміру вздовж вісі пальця (рис.4.2). В тому ж напрямку деформацію визиває і дія сили  $F_N$  (рис. 4.2). В результаті цього поміж циліндром та частиною поршня, розташованою біля пальця, може виникнути натяг, що приведе до заїдання поршня.

Вказані вище деформації враховують при виготовленні поршня: інколи корпусу поршня надають попередньо при механічній обробці овальну форму з більшою віссю овалу, що перпендикулярна до осі поршневого пальця, або ж видаляють частину матеріалу із зовнішньої сторони корпусу біля поршневого пальця.



Стінки юбки виконують постійної по довжині товщини або дещо зменшеною в напрямку від поршневого пальця до колінчастого валу. Нерідко стінку юбки виконують з потовщенням у кромки, яке попереджає стінку від можливих при складанні та розбиранні деформацій. Це потовщення використовують також для розташування маслоснімних кілець; крім того, потовщення служить для підгонки поршнів по масі і при їх обробці – як база для кріплення.

Часто для усунення стуку та перекосу поршня в непрогрітому двигуні та попередження заїдань при роботі поршня із легких сплавів їх виконують розрізними та еліптичними юбками. Розріз може бути виконаним по всій довжині юбки.

В цьому випадку пружна тонкостінна юбка деформується незалежно від деформації головки поршня, і зазор поміж корпусом поршня і стінкою циліндра може бути встановлений малим. Звичайно для збільшення міцності розріз роблять не по всій довжині; його виконують П- подібної або Т – подібної форми. В циліндрі поршень встановлюють так, щоб розріз був на тій стороні, де бокова сила менша. Подібні поршні виконують звичайно з юбкою еліптичної форми з малою віссю еліпса, яка направлена по осі поршневого пальця. Різниця поміж вістями еліпса для поршнів автомобільних двигунів складає 0,1...0,3 мм. При холодному поршні забезпечується ходова посадка по розмірам більшої осі еліпса. При роботі поршень деформується та приймає практично правильну циліндричну форму.

Для підвищення надійності роботи поршня запроектованого двигуна запропонована його конструкція, що передбачає зменшення витрати мастила та для більш якісного мащення юбки поршня за рахунок встановлення двох маслоснімних кілець.

Ця конструкція поршня забезпечує якісне мащення втулки циліндру та надійну роботу циліндро–поршневої групи при підвищеній частоті обертання та високій середній швидкості.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 62   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

### 3.3 Опис конструкції запроєктованого шатуна

Шатун запроєктованого двигуна 8ГЧН25/34 виготовлений із вуглецевої сталі, штампований, зовнішня поверхня повністю обробляється. Стрижень шатуна двотаврового перерізу має в центрі отвір (у верхній головці шатуна проти отвору виконана кільцева канавка). В розточку верхньої головки шатуна встановлена бронзова втулка, яка і є головним підшипником. Осі внутрішньої і зовнішньої поверхні втулки виконані із ексцентриситетом, який дозволяє за рахунок фіксації втулки у відповідному положенні відносно головки шатуна планкою, змінювати довжину шатуна, а отже і ступінь стиску двигуна. Планка кріпиться до верхньої головки шатуна за допомогою гвинта. На внутрішній поверхні втулки виконана кільцева канавка та вісім отворів. Масло із отвору надходить в кільцеву канавку в верхній головці шатуна, а потім через отвори втулки – в кільцеву канавку і до поршневого пальця. В нижній голівці розташовані тонкостінні сталєалюмінієві вкладиші шатунного підшипника. Від провертання та осьового переміщення вкладиші утримуються штифтом та шатунними болтами 3.

Вкладиші мають перевищення розміру по площині роз'ємну в кришці та стрижні шатуна, завдяки чому після обжиму підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішньої поверхні вкладишів і поверхні розточки.

На внутрішній поверхні вкладишів шатунних є кільцева проточка для забезпечення безперебійного надходження масла до головного підшипника.

Кришка шатунного підшипника закріплена до стержня шатуна за допомогою чотирьох шатунних болтів. Взаємне розташування стрижня і кришки фіксується штифтами.

Шатунні болти виготовлені із високолегованої сталі. Гайки шатунних болтів після затяжки стопоряться шплінтами від самовільного відкручування.

### 3.4 Розрахунок деталей шатунно-поршневої групи

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 63   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

### 3.4.1 Розрахунок поршня на міцність

Завданням розрахунку поршня на міцність є перевірка його працездатності при максимальному тиску згоряння

Вихідні дані для розрахунку

|                                                                                              |                |                                                    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------|----------------|----------------------------------------------------|
| 1.Потужність двигуна                                                                         | $P =$          | 850 кВт                                            |
| 2.Число циліндрів двигуна                                                                    | $i =$          | 8                                                  |
| 3.Питома ефективна витрата<br>газового палива                                                | $q_e =$        | 0,296 $\text{м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$ |
| 4.Нижча теплота згоряння                                                                     | $Q_H =$        | 36590 $\text{кДж} / \text{м}^3$                    |
| 5.Доля загальної кількості теплоти, відведеної через<br>головку поршня $a = 0,04 \dots 0,10$ | $a =$          | 0,06                                               |
| 6.Максимальний тиск згоряння                                                                 | $P_{\max} =$   | 10,906 МПа                                         |
| 7.Діаметр поршня                                                                             | $D =$          | 0,25 м                                             |
| 8.Внутрішній діаметр канавки під компресійне кільце                                          | $D_{\kappa} =$ | 0,23 м                                             |
| 9.Внутрішній діаметр поперечного перерізу головки<br>поршня                                  | $D_{BH} =$     | 0,19 м                                             |
| 9.Робоча висота юбки поршня                                                                  | $L_{II} =$     | 0,225 м                                            |
| 10.Діаметр поршневого пальця                                                                 | $d =$          | 0,105 м                                            |
| 11.Робоча довжина гнізд під палець в бобишках поршня                                         | $l_P =$        | 0,21 м                                             |
| 12.Діаметр зовнішній бобишки поршня                                                          | $D_B =$        | 0,128 м                                            |
| 13.Товщина днища поршня                                                                      | $\delta =$     | 0,02 м                                             |
| 14.Радіус защемлення днища поршня                                                            | $r =$          | 0,02 м                                             |
| 15.Коефіцієнт, що враховує пружність защемлення                                              | $\xi =$        | 1                                                  |
| 16.Максимальна нормальна сила, що діє на поршень<br>знаходиться із динамічного розрахунку    | $F_N =$        | 25000 Н                                            |
| 17.Матеріал поршня                                                                           | Сталь -        | 20Х3М ГОСТ20072-74                                 |
| 18.Модуль пружності для матеріалу поршня                                                     | $E =$          | 211000 МПа                                         |
|                                                                                              | Сталь -        | $2,1 \cdot 10^5$                                   |
| 19.Коефіцієнт Пуасона для матеріалу поршня                                                   | $\mu =$        | 0,3                                                |
|                                                                                              | Сталь -        | 0,3                                                |
| 20.Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу поршня                                          | $\alpha =$     | 0,000011 $^{\circ}\text{C}^{-1}$                   |

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 64   |

Сталь -  $1,4 \cdot 10^{-5}$

### Розрахунок

Розрахунок поршня виконуємо в його небезпечних перерізах від сили тиску газів

1.Площа днища поршня  $F_{II} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$   $F_{II} = 0,049 \text{ м}^2$

2.Максимальна сила тиску газів  $F_I = F_{II} \cdot P_{\text{ма}}$   $F_I = 535,08 \text{ кН}$

3.Площа поперечного перерізу поршня по канавці

$F_{\min} = \frac{\pi \cdot (D_K^2 - D_{BH}^2)}{4}$   $F_{\min} = 0,013 \text{ м}^2$

компресійного кільця

4.Напруження стиску в перерізі поршня по канавці компресійного кільця

$\sigma_{CT} = \frac{F_I}{F_{\min}}$   $40,57 \text{ МПа}$

Допустимі напруження стиску для поршнів із

чавуну

сталі 100 МПа

5.Питомий тиск поршня на втулку робочого циліндру

$K = \frac{F_N}{D \cdot L_{II}}$   $K = 0,44 \text{ МПа}$

Допустимий питомий тиск для поршнів із

сталь 0,5...1,5 МПа

6.Питомий тиск в бобишках поршня

$q = \frac{F_I}{d \cdot l_p}$   $q = 24,27 \text{ МПа}$

Допустимий питомий тиск для поршнів із

сталі 65 МПа

7.Перевірка бобишків поршня на зріз

Площа зрізу бобишків поршня  $A = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_o^2 - d^2)}{4}$   $A = 0,008414 \text{ м}^2$

Напруження зрізу в бобишках поршня

$\tau = \frac{F_I}{A}$   $\tau = 63,60 \text{ МПа}$

Допустимі напруження зрізу для поршнів із

сталі 100 МПа

### Розрахунок днища поршня

Днище поршня розраховується, як кругла пластина, що закріплена по контуру і навантажена рівномірно розподіленою навантажкою

1.Найбільші нормальні напруження по контуру закріплення:

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 65   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

- в радіальному напрямку

$$\sigma_x = \frac{3 * \xi * r^2 * P_{\max}}{4 * \delta^2}, \text{МПа}$$

$$\sigma_x = 8,18 \text{ МПа}$$

- в тангенціальному напрямку

$$\sigma_y = \frac{3 * \mu * r^2 * P_{\max}}{4 * \delta^2}, \text{МПа}$$

$$\sigma_y = 2,45 \text{ МПа}$$

2. Напруження в центрі днища поршня

$$\sigma_x = \sigma_y = \frac{3}{8} * (1 + \mu) * \frac{r^2}{\delta^2}, \text{МПа}$$

$$\sigma_x = 5,32 \text{ МПа}$$

3. Теплове навантаження днища поршня визначається тепловою напруженістю, під якою мається на увазі кількість теплоти q, що проходить через одиницю поверхні в одиницю часу

$$q = \frac{\alpha * P_e * q_e * Q_n}{3600 * i * F_n}, \text{кВт/м}^2$$

$$q = 390,91 \text{ кВт / м}^2$$

Різницю температур між оберненою до камери згоряння поверхнею днища і поверхнею, що охолоджується маслом можна знайти із рівняння для передачі тепла через плоску стінку

$$\Delta t = \frac{q * \delta}{\lambda}, ^\circ \text{C}$$

$$\Delta t = 149,5 ^\circ \text{C}$$

де  $\lambda = 52,3 \text{ Вт/м}^\circ \text{C}$  коефіцієнт теплопровідності для чавуну

При жорсткому защемленні днища по контуру радіальні  $\sigma_r$  і тангенціальні  $\sigma_t$  напруження від вісьового перепаду температур на периферії і в центрі днища знаходяться по формулі

$$\sigma_r = \sigma_t = \sigma_T = \frac{\alpha * E}{2 * (1 - \mu)} * \Delta t, \text{МПа}$$

$$\sigma_T = 247,83 \text{ МПа}$$

Сумарні механічні і термічні напруження на периферії

$$\sigma_\Sigma = \sigma_x + \sigma_T, \text{МПа}$$

$$\sigma_\Sigma = 256,01 \text{ МПа}$$

Допустимі напруження для днищ поршнів із сталі

$$[\sigma] = 400 \text{ МПа}$$



### 3.4.2 Розрахунок шатунна

Вихідні дані для розрахунку

|                                                                                                              |                     |           |                  |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------|-----------|------------------|
| Діаметр поршня                                                                                               | $D =$               | 0,25      | м                |
| Хід поршня                                                                                                   | $S =$               | 0,34      | м                |
| Частота обертання колінчастого валу                                                                          | $n =$               | 750       | $\text{хв}^{-1}$ |
| Максимальний тиск згоряння                                                                                   | $p_{\max} =$        | 10,906    | МПа              |
| Маса поршневої групи                                                                                         | $m_{\Pi} =$         | 55,2      | кг               |
| Маса шатунної групи                                                                                          | $m_{\text{ш}} =$    | 64,7      | кг               |
| Конструктивні розміри шатуна:                                                                                |                     |           |                  |
| - довжина шатуна $L = (1,5 \dots 2,5)S$                                                                      | $L =$               | 0,690     | м                |
| - діаметр отвору верхньої головки шатуна<br>(діаметр поршневого пальця)<br>$d_{\Pi} = (0,4 \dots 0,5)D$      | $d_{\Pi} =$         | 0,105     | м                |
| - зовнішній діаметр втулки верхньої головки шатуна<br>$d = (1,1 \dots 1,25)d_{\Pi}$                          | $d =$               | 0,120     | м                |
| - зовнішній діаметр верхньої головки шатуна<br>$d_{\Gamma} = (1,3 \dots 1,8)d_{\Pi}$                         | $d_{\Gamma} =$      | 0,165     | м                |
| - довжина поршневої головки шатуна<br>$l_{\text{ш}} = (0,33 \dots 0,45)D$                                    | $l_{\text{ш}} =$    | 0,104     | м                |
| - діаметр отвору нижньої головки шатуна<br>(діаметр шатунної шийки)<br>$d_{\text{ш.ш.}} = (0,6 \dots 0,75)D$ | $d_{\text{ш.ш.}} =$ | 0,180     | м                |
| - довжина кривошипної головки шатуна<br>$l_{\text{к}} = (0,45 \dots 0,70)d_{\text{ш.ш.}}$                    | $l_{\text{к}} =$    | 0,126     | м                |
| - кут поміж площиною роз'єму кривошипної головки та вісью шатуна                                             | $\beta =$           | 90        | °                |
| - відстань поміж шатунними болтами<br>$c = (1,15 \dots 1,4)d_{\text{ш.ш.}}$                                  | $c =$               | 0,207     | м                |
| - товщина стінки вкладиша шатуна<br>$t_{\text{в}} = (0,03 \dots 0,05)d_{\text{ш.ш.}}$                        | $t_{\text{в}} =$    | 0,009     | м                |
| - висота поперечного перерізу стержня шатуна<br>(двотавра) $h = (0,45 \dots 0,55)d_{\Gamma}$                 | $h =$               | 0,09075   | м                |
| - ширина поперечного перерізу стержня шатуна<br>(полки двотавра) $b = (0,60 \dots 0,85)h$                    | $b =$               | 0,0771375 | м                |

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 67   |

- товщина стінки двотавра

$a = (0,5 \dots 0,6)b$

$a = 0,0385688 \text{ м}$

- товщина полки двотавра  $t = (0,4 \dots 0,5)b$

$t = 0,0038569 \text{ м}$

8.Матеріал з якого виготовлений шатун -  
механичні властивості сталі 45:

Сталь 45 ГОСТ1050-84

- межа міцності

$\sigma_B = 600 \text{ МПа}$

- межа текучести

$\sigma_T = 350 \text{ МПа}$

- межа втоми при згинанні

$\sigma_{-1} = 350 \text{ МПа}$

- межа втоми при розтягуванні - стисканні

$\sigma_{-1P} = 280 \text{ МПа}$

- коефіцієнт приведення циклу при розтягуванні

$\alpha_\sigma = 0,23$

- модуль пружності для сталі

$E_{III} = 220000 \text{ МПа}$

- коефіцієнт лінійного розширення для сталі

$\alpha_{III} = 0,000012 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$

Матеріал з якого виготовлена втулка верхньої  
головки шатуна

Бронза БрАЖ-9-4-Л

- модуль пружності для бронзи

$E_B = 115000 \text{ МПа}$

- коефіцієнт лінійного розширення для бронзи

$\alpha_{III} = 0,00002 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$

Монтажний натяг посадки бронзової втулки

$\Delta = 0,02 \dots 0,06 \text{ мм}$

$\Delta = 0,04 \text{ мм}$

Температура верхньої головки шатуна при  
роботі двигуна  $t = 100 \dots 130 \text{ } ^\circ\text{C}$

$t = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$

Коефіцієнт Пуассона  $\mu = 0,25 \dots 0,30$

$\mu = 0,3$

*Розрахунок верхньої головки шатуна (переріз I-I)*

Кутова швидкість обертання колінчастого валу  $\omega$

$= \frac{\pi \cdot n}{30}$

$\omega = 78,525 \text{ рад/с}$

Радіус кривошипу  $R = S/2$

$R = 0,17 \text{ м}$

Кривошипне відношення

$\lambda = R/L$

$\lambda = 0,246$

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 68   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

Товщина стінки верхньої головки  
 $= 0,5(d_r - d)$

$h_r$

$$h_r = 0,0225 \text{ м}$$

Максимальна напруга пульсуючого циклу в перерізі I-I верхньої головки від сили інерції маси комплекта поршня

$$\sigma_{\max} = 15,37 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{m_n \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda)}{2 \cdot h_e \cdot l_{\text{ш}}}$$

Маштабний коефіцієнт, що враховує розміри шатуна  $\varepsilon_M = 0,70 \dots 0,90$

$$\varepsilon_M = 0,75$$

Коефіцієнт поверхностної чутливості, що враховує шорсткість поверхні головки шатуна  $\varepsilon_{\Pi} = 0,65 \dots 0,95$

$$\varepsilon_{\Pi} = 0,7$$

Ефективний коефіцієнт концентрації в перерізі I-I  $K_{\sigma}$   
 $= 1,2 + 0,00018 \cdot (\sigma_B - 400)$

$$K_{\sigma} = 1,236$$

Амплітудна та середня напруга циклу  
 $\sigma_a = 0,5 \sigma_{\max}$

$\sigma_m$

$$\sigma_m = 7,69 \text{ МПа}$$

Запас міцності в перерізі I-I визначається по межі втоми

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_a \cdot \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_n} + \sigma_m}$$

$$n_{\sigma} = 10,9$$

Додатковий натяг поміж головкою шатуна та втулкою, що виникає по причині різних величин коефіцієнтів лінійного розширення їх матеріалів  
 $\Delta_t = d \cdot (\alpha_B - \alpha_{\text{ш}}) \cdot t$

$$\Delta_t = 0,106 \text{ мм}$$

Сумарний натяг  
 $\Delta + \Delta_t$

$\Delta_{\Sigma}$

$$\Delta_{\Sigma} = 0,146 \text{ мм}$$

Питомий тиск на поверхні контакту втулка-головка

$$p = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left\{ \frac{(d_e^2 + d^2)}{(d_e^2 - d^2)} + \mu \frac{(d^2 + d_n^2)}{(d^2 - d_n^2)} - \mu \right\} \frac{E_{\text{ш}}}{E_e}}$$

$$p = 15,4 \text{ МПа}$$

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 69   |

Напруга від сумарного натягу на зовнішній поверхні головки

$$\sigma_3 = p \cdot \frac{2 \cdot d^2}{d_z^2 - d^2}$$

$$\sigma_3 = 34,5 \text{ МПа}$$

Напруга від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки

$$\sigma_{BH} = p \cdot \frac{d_z^2 + d^2}{d_z^2 - d^2}$$

$$\sigma_3 = 49,8 \text{ МПа}$$

### *Розрахунок на міцність кривошипної головки шатуна*

Точний розрахунок кривошипної головки є досить складним внаслідок неможливості повного врахування впливу всіх конструктивних факторів.

Приблизний розрахунок кривошипної головки шатуна зводиться до визначення напруження згинання в середньому перетині II - II кришки головки від сил інерції, що мають максимальне значення в началі впуску.

Маса деталей КШМ, що рухаються зворотно - поступально

$$m_j = m_n + 0,3m_{ш}$$

$$m_j = 74,61 \text{ кг}$$

Частина маси шатуна, що здійснює зворотно - поступальний рух  $m_{ш.п.} = 0,3m_{ш}$

$$m_{ш.п.} = 19,41 \text{ кг}$$

Частина маси шатуна, що здійснює обертальний рух  $m_{ш.к.} = m_{ш} - m_{ш.п.}$

$$m_{ш.к.} = 45,29 \text{ кг}$$

Маса кришки кривошипної головки  $m_{кр.} = (0,20 \dots 0,30)m_{ш}$

$$m_{кр.} = 16,2 \text{ кг}$$

Максимальна сила інерції, що діє на кришку нижньої головки шатуна

$$F_i = \omega^2 \cdot R \cdot [(m_n + m_{ш.п.}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к.} - m_{кр.})]$$

$$F_i = 752934,28 \text{ Н}$$

Внутрішній радіус отвору кривошипної головки

$$r_1 = 0,5 \cdot (d_{ш.ш.} + 2t_b)$$

$$r_1 = 0,095 \text{ м}$$

Момент опору розрахункового перерізу  $W_{зг.} =$

$$l_k \cdot (0,5 \cdot c - r_1)^2 / 6$$

$$W_{зг.} = 0,000002 \text{ м}^3$$

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 70   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

Момент інерції поперечного перерізу вкладиша шатунного  
 $J_B = l_K \cdot t_B^3 / 12$

$$J_B = 0,00000001 \text{ м}^4$$

Момент інерції поперечного перерізу кришки шатуна  
 $J_K = l_K \cdot (0,5c - r_1)^3 / 12$

$$J_K = 0,00000001 \text{ м}^4$$

Сумарна площа кришки та вкладиша в розрахунковому перерізі  
 $F_K = l_K \cdot 0,5(c - d_{ш.ш.})$

$$F_K = 0,001701 \text{ м}^2$$

Згинальна напруга в кришці та вкладиші

$$\sigma = F_i \cdot \left( \frac{0,023 \cdot c}{(1 + \frac{J_B}{j}) \cdot W_{зг}} + \frac{0,4}{F_K} \right) \quad \sigma = 123,1 \text{ МПа}$$

У виконаних двигунах згинальна напруга  $\sigma$  знаходиться в межах 100...300 МПа

#### Розрахунок стержня шатуна

Стержень шатуна розраховується на втомлену міцність в середньому перетині В-В від дії знакозмінних сил інерції та газових сил. Запас міцності визначається в площині колоивання шатуна та в перпендикулярній площині

Площа поперечного перерізу стержня шатуна  
 $A_c = h \cdot b - (b - a) \cdot (h - 2t)$

$$A_c = 0,0037976 \text{ м}^2$$

Момент інерції перерізу шатуна відносно осі x

$$J_x = \frac{1}{12} [b \cdot h^3 - (b - a) \cdot (h - 2 \cdot t)^3] \quad J_x = 0,000003 \text{ м}^4$$

Момент інерції перерізу шатуна відносно осі y

$$J_y = \frac{1}{12} [b^3 \cdot h - (b - a)^3 \cdot (h - 2 \cdot t)] \quad J_y = 0,000003 \text{ м}^4$$

Довжина шатуна в площині перпендикулярній площині його коливання  $L_1 = L - 0,5(d + d_1)$

$$L_1 = 0,536 \text{ м}$$

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 71   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

Коефіцієнт, що враховує вплив поздовжнього згинання стержня шатуна в площині його коливання

$$K_X = 1 + \frac{\sigma_B}{\pi^2 \cdot E_{III}} \cdot \frac{L^2}{J_X} \cdot A_C \quad K_X = 1,169$$

Коефіцієнт, що враховує вплив поздовжнього згинання стержня шатуна в площині його коливання

$$K_Y = 1 + \frac{\sigma_B}{\pi^2 \cdot E_{III}} \cdot \frac{L_1^2}{J_Y} \cdot A_C \quad K_Y = 1,098$$

Коефіцієнт концентрації напруг  $K_\sigma = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_B - 400)$

$$K_\sigma = 1,236$$

Максимальна сила, що розтягує стержень шатуна  $F_{cti} = -m_j \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda)$

$$F_{cti} = -0,097479 \text{ мН}$$

Максимальна сила, що стискує стержень шатуна

$$F_{cm} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{\max} - m_j \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \quad F_{ct} = 0,438 \text{ мН}$$

Максимальне напруження в стержні шатуна від стискуючої сили:

- у площині коливання шатуна

$$\sigma_{x \max} = K_x \cdot \frac{F_{cm}}{A_{cp}} \quad \sigma_{x \max} = 134,7 \text{ МПа}$$

- у площині перпендикулярній до площини коливання шатуна

$$\sigma_{y \max} = K_x \cdot \frac{F_{cm}}{A_{cp}} \quad \sigma_{y \max} = 126,5 \text{ МПа}$$

Мінімальна напруга від розтягувальної сили

$$\sigma_{\min} = \frac{F_{cmi}}{A_{cm}} \quad \sigma_{\min} = -25,7 \text{ МПа}$$

Середні напруги та амплітуди циклу навантаження стержня шатуна:

$$\sigma_{mx} = \frac{\sigma_{x \max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_{mx} = 54,5 \text{ МПа}$$

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 72   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

$$\sigma_{my} = \frac{\sigma_{y \max} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{my} = 50,4 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_{x \max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{ax} = 80,2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_{y \max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{ay} = 76,1 \text{ МПа}$$

Запас міцності в перерізі В-В визначається по межі втоми

$$n_x = \frac{\sigma_{-1P}}{\sigma_{ax} \cdot \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_{II}} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{mx}}$$

$$n_x = 1,4$$

$$n_y = \frac{\sigma_{-1P}}{\sigma_{ay} \cdot \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_{II}} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{my}}$$

$$n_y = 1,5$$

Допустимий запас міцності в стержні шатуна знаходиться в межах  $[n] = 1,0 \dots 2,0$

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      | .        |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 73   |

### 3.4.3 Розрахунок на міцність шатунних болтів

#### Мета розрахунку

Завданням розрахунку є знаходження напруг і запасів міцності в шатунних болтах при частоті обертання колінчастого валу  $n = 750 \text{ хв}^{-1}$

#### Вихідні дані

|                                                                                                  |                         |       |                  |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------|-------|------------------|
| Число оборотів колінчастого валу двигуна                                                         | $n =$                   | 750   | $\text{хв}^{-1}$ |
| Маса поршня                                                                                      | $m_{\text{п}} =$        | 53    | кГ               |
| Маса стрижня шатуна                                                                              | $m_{\text{ст}} =$       | 54    | кГ               |
| Кількість шатунних болтів                                                                        | $i =$                   | 4     |                  |
| Радіус кривошипу                                                                                 | $R =$                   | 0,17  | м                |
| Довжина шатуна                                                                                   | $L =$                   | 0,69  | м                |
| Коефіцієнт динамічного навантаження шатунного болта                                              | $a =$                   | 0,2   |                  |
| Внутрішній діаметр різьби M24x2                                                                  | $d_{\text{вн}} =$       | 0,02  | м                |
| Середній діаметр різьби M24x2                                                                    | $d_{\text{сер}} =$      | 0,022 | м                |
| Коефіцієнт тертя в різьбі $\beta = 0,07 \dots 0,12$                                              | $\beta =$               | 0,07  |                  |
| Ефективний коефіцієнт концентрації напруги в різьбі шатунного болта $K_{\sigma} = 2,0 \dots 3,2$ | $K_{\sigma} =$          | 2,5   |                  |
| Границя текучесті матеріалу болта - Сталь 40ХН2МА ГОСТ 4543-84                                   | $\sigma_{\text{м}} =$   | 850   | МПа              |
| Границя втоми матеріалу болта при розтягуванні                                                   | $\sigma_{-1\text{р}} =$ | 400   | МПа              |



# Розрахунок

1. Кутова швидкість обертання колінчастого валу

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

$$\omega = 78,53 \text{ рад/с}$$

2. Кривошипне відношення  $\lambda = R/L$

$$\lambda = 0,246$$

3. Сила інерції, що діє на шатунні болти

$$P_{jp} = (m_n + m_{ш}) \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda)$$

$$P_{jp} = 139797 \text{ Н}$$

4. Сила зтяжки одного болта

$$P_3 = 3 \cdot P_{jp} / i$$

$$P_3 = 104848 \text{ Н}$$

5. Сила, що діє на шатунний болт

$$P_{\sigma} = P_3 + a \cdot P_{jp} / i$$

$$P_{\sigma} = 111838 \text{ Н}$$

6. Сумарна напруга в болті шатуна

$$\sigma = \frac{P_{\sigma} \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}$$

$$\sigma = 356,1 \text{ МПа}$$

7. Крутний момент, що діє на стрижень шатунного болта при його зтяжці за рахунок тертя поверхонь витків різьби та гайки

$$M_{кр} = \frac{\beta \cdot P_3 \cdot d_{\text{сер}}}{2}$$

$$M_{кр} = 80,7 \text{ Н·м}$$

8. Дотична напруга в стержні болта

$$\tau = \frac{16 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^3}$$

$$\tau = 50,5 \text{ МПа}$$

9. Складна напруга в розрахунковому перерізі стержня болта

$$\sigma_{\text{скл}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma = 366,6 \text{ МПа}$$

10. Запас статичної міцності по пластичній деформації  $n_{\sigma} = \sigma_T / \sigma_{\text{скл}}$

$$n_{\sigma} = 2,3$$

У виконаних двигунах запас статичної міцності шатунного болта по пластичній деформації

$$n_{\sigma} \approx 1.5 \dots 3.0$$

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 75   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

## 11. Розрахунок шатунних болтів на втому

Шатунні болти розраховуються на втому в слідуєчому порядку. В процесі роботи різьбового з'єднання сила затяжки залишається постійною і до напруг затяжки додаються змінні напруги від зовнішнього навантаження, яке змінюється у часі

Амплітуда змінних напруг в різьбовій частині болта

$$\sigma_a = \frac{a \cdot P_{jp}}{i \cdot 0.785 \cdot d_{вн}^2} \quad \sigma_a = 22,3 \text{ МПа}$$

12. Запас міцності різьбового з'єднання по змінним напругам

$$n_a = \frac{\sigma_{-1p}}{K_\sigma \cdot \sigma_a} \quad n_a = 7,2$$

У виконаних двигунах запас міцності в різьбі шатунного болта

$$n_a \approx 2,5 \dots 5$$

## Висновки

Запас статичної міцності шатунного болта по пластичній деформації  $n_\sigma = 2,3$  та запас міцності різьбового з'єднання по змінним напругам  $n_a = 7,2$  не нижче за допустимі. Отже, працездатність шатунного болта при частоті обертання колінчастого валу  $n = 750 \text{ хв}^{-1}$  забезпечується.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      | .        |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 76   |

## РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує газовий двигун.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкові теплоти, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою господарчою задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином крізь дихальні шляхи, а також крізь шкіру з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються:

1. Загально токсичні, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть).
2. Подразнюючі, які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак).
3. Речовини що діють як алергени (формальдегід, різні розчини та інші).
4. Канцерогени, що викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

Пари палива та мастила

Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів. По ГОСТ 12.1.005–88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива –  $100 \text{ мг/м}^3$  – у повітрі виробничих приміщень.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 77   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила.

Висока температура відкритих частин двигуна.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека.

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Санітарні норми шуму

Таблиця 4.1

|                 |     |     |     |     |      |      |      |      |
|-----------------|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|
| b, Гц           | 63  | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| $\alpha_0$ , Дб | 103 | 96  | 91  | 88  | 85   | 83   | 81   | 80   |

## Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну невідновженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового поясу, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Санітарні норми вібрації

Таблиця 4.2

| Напрямок нормування вібрації | Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с·10 <sup>-2</sup> ),<br>логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ) |         |         |              |              |              |              |
|------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------|---------|--------------|--------------|--------------|--------------|
|                              | 1                                                                                                                             | 2       | 4       | 8            | 15           | 31,5         | 63           |
| вертикаль                    | 20/132                                                                                                                        | 7,1/123 | 2,5/114 | 1,3/108      | 1,1/107      | 1,1/107      | 1,1/107      |
| горизонталь                  | -                                                                                                                             | 3,5/117 | 1,3/108 | 0,63/10<br>2 | 0,56/10<br>1 | 0,56/10<br>1 | 0,56/10<br>1 |

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні енергетичної установки

Рівень шуму, вироблений двигуном, визначається по формулі:

$$L = \left[ 54 + 10 \cdot \lg(n_n + Pe^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{Дб}$$

де:  $n_n$  – номінальна частота обертання,  $n_n = 750 \text{ хв}^{-1}$ ;

$n$  – робоча частота обертання,  $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ ;

$Pe$  – номінальна потужність двигуна,  $Pe = 850 \text{ кВт}$ .

$$L = \left[ 54 + 10 \lg(750 + 850^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 85,5 \text{ Дб}$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи бокси, що дозволяють знизити

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 79   |

загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left( \frac{n_n \cdot Pe^{0.55} \cdot \left( \frac{1+Pe}{m} \right)}{1 + \left( \frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Pe}} + 30 \lg \left( \frac{n}{n_n} \right) \right), \text{Дб}$$

де  $m$  – маса двигуна,  $m = 10500$  кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left( \frac{750 \cdot 850^{0.55} \cdot \left( \frac{1+850}{10500} \right)}{1 + \left( \frac{1}{750} \right)^3 \cdot \frac{850}{10500}} + 30 \lg \left( \frac{750}{750} \right) \right) = 74,3 \text{Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір мало гучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції приміщення.

|      |      |          |        |      |                           |
|------|------|----------|--------|------|---------------------------|
|      |      |          |        |      | Лист                      |
|      |      |          |        |      |                           |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | ПІННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ |
|      |      |          |        |      | 80                        |

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установа віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермо шоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

#### Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO<sub>2</sub>; CH<sub>4</sub>). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість повітря що приходить повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежебезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

#### 4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.

Використання газового палива на транспорті, у тому числі на морському й річковому, приводить до виникнення додаткових ризиків, які необхідно

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 81   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

мінімізувати. [6]

У роботі представленою Морською адміністрацією Данії на 83-ій сесії Комітету з безпеки на морі Міжнародної морської організації (ІМО), наводяться дані про аварійність судів-газоходів за період 1965- 2005 роки. Протягом цього періоду на судах даного класу було зафіксовано 182 аварійних випадку, з яких 24 не пов'язані з експлуатацією судна (аварії на верфях під час будівлі, ремонту, нападу піратів і т.п.).

На підставі наведеної статистики виділяються наступні види небезпек, обумовлених присутністю на судні СПГ і його випаровувань:

1. Об'ємний вибух газу, що виникає в результаті його витоку в газоподібному стані в замкненому обсязі при наявності джерела запалення (джерелом запалення може служити відкрите полум'я, електрична іскра або поверхня, нагріта вище температури самозапалювання газу ( для метану + 540 °));
2. Вибух ємностей для зберігання газу в наслідок підвищення тиску;
3. Пожежа в результаті газу, що розлився, або струминна пожежа в результаті горіння газу під тиском;
4. Газова хмара, у якому може виникнути пожежа;
5. Швидке фазове перетворення при попаданні зрідженого газу у воду, аналогічне вибуху без загоряння;
6. Різне значне збільшення тиску в ємності зрідженого газу в результаті перемішування шарів газу з різною щільністю й різкого збільшення інтенсивності паротворення в танку СПГ;
7. Удушення в результаті попадання людини в хмару газу;
8. Травми від низьких температур у результаті впливу зрідженого газу при контакті зі шкірою людини;
9. Забруднення атмосфери в результаті витоку газу.

При розгляді зазначених небезпек стосовно до судів, що використовують зріджений газ у якості палива, мабуть, що для різних типів енергетичних установок і різних способів зберігання газу на судні не всі небезпеки однаково є ймовірні й

|      |      |          |        |      |                           |      |
|------|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПІННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           | 82   |



значимі. У випадку зберігання газу в балонах під тиском у закритому приміщенні небезпеки, відзначені в п.п. 5, 6, 8 практично відсутні, але при цьому зростає ймовірність небезпек, що відповідають п.п. 1 і 7. У випадку зберігання газових балонів на відкритих ділянках судна ймовірність ризиків 1 і 7 суттєво знижується, але при цьому зростає ймовірність виникнення небезпеки, що відповідає п. 9.

Досвід експлуатації судів, що використовують газове паливо, свідчить, що найбільшу небезпеку незалежно від типу енергетичної установки й способу зберігання газового палива представляють витоки газу, що тягнуть за собою вибухи й пожежі.

Найбільш ефективним засобом забезпечення безпечної експлуатації суднових енергетичних установок, що працюють на СПГ, є встановлення вимог класифікаційних документів, що стосуються будівництва й експлуатації судів-газоходів, їх енергетичних установок і систем.

Дані вимоги повинні розроблятися й коректуватися з урахуванням досвіду, накопиченого у світовому суднобудуванні, а також і використанням досвіду, наявного в суміжних галузях транспорту й енергетики, що використовують газове паливо.

|      |      |          |        |      |                                 |      |
|------|------|----------|--------|------|---------------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ</i> | Лист |
|      |      |          |        |      |                                 | 83   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                                 |      |

## ВИСНОВОК

Згідно із завданням розроблено необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 8ГЧН25/34 з розробкою конструкції поршня, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 аркуші формату А1

Газовий двигун 8ГЧН 25/34 потужністю 850 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється на виробництвах, або котельних, де постійно споживаються електрична та теплова енергія.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ( $P_e = 850$  кВт) визначений двигун – прототип 8ГЧН25/34 і виконані розрахунки робочого циклу. Результати розрахунків показали, що задану потужність газового двигуна можна отримати при тиску газоповітряної суміші у впускному колекторі двигуна  $P_k = 0,195$  МПа; ступеню стиску  $\varepsilon = 10,5$ ; коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha = 1,75$ ;  $Q_H = 36590$  кДж/м<sup>3</sup>.

По результатах розрахунків робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Вказані діаграми побудовані на листі графічної частини проекту.

Значне місце в дипломній роботі займає розробка конструкції ШПГ, яка забезпечує високий механічний коефіцієнт корисної дії двигуна завдяки зменшенню тиску газів на комплект поршневих кілець та покращеному мащенню пари: верхнє поршневе кільце - втулка циліндру. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованої шатунно-поршневої групи та виконане обґрунтування запропонованої конструкції.

Зважаючи на те, що розроблений двигун є джерелом шуму і вібрації, частину дипломного проекту відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

|      |      |          |        |      |                           |      |
|------|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПІННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                           |      |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           | 84   |

## ЛІТЕРАТУРА

1. Нестеренко В.В., Лисих А.Ю. Теоретичні передумови застосування альтернативних палив як екологічно безпечних енергоресурсів. //Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення (випуск 80): матеріали Міжнародної наукової інтернет - конференції, (м. Тернопіль, Україна – м. Ополе, Польща. 19-20 вересня 2023р. – С. 214-216.

2. O. Cherednichenko, M. Tkach, B. Timoshevskiy, V. Havrysh, S. Dotsenko. Improving the efficiency of a gas-fueled ship power plant using a Waste Heat Recovery metal hydride system. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie № 59 (131) – 30.09.2019. – С. 9 – 15.

3. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil». // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.

4. Нестеренко В.В. Фідровська Н.М., Писарцов О.С. Визначення впливу геометричних параметрів канатних блоків на довговічність канату.: - Підйомно-транспортна техніка, Вип. 1(62), 2020, - с. 19-28

5. Фідровська Н.М., Ломакін А.О., Хурсенко С.О., Нестеренко В.В. Напружений стан дротинки канату в процесі згинання на блоці.: - Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Вип. 92, т.1, 2021, - с.184-187

6. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Бельський Ф.В., Григоренко В.О.-Первомайськ ПП, 2010.

7. І.О. Григурко, М.Ф. Брендюля, С.М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2006. – 576с.

|      |      |          |        |      |                          |      |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
|      |      |          |        |      | ПННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ | Лист |
|      |      |          |        |      |                          | 85   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |      |

8. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.

9. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії. Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

10. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. 27rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04.10. - 06.10.2023: – Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages.

|      |      |          |        |      |                                  |      |
|------|------|----------|--------|------|----------------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>ПІННІ НУК 142.44.24.02 ПЗ</i> | Лист |
|      |      |          |        |      |                                  | 86   |
| Ізм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                                  |      |