

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

В. М. ПАТЛАЙЧУК

**ПАРОВІ ТУРБИНИ
ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ:
ЇХ КОНСТРУКЦІЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ**

Навчальний посібник

Рекомендовано Вченою радою НУК



ВИДАВНИЦТВО
НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМ. АДМІРАЛА МАКАРОВА

2026

УДК 621.165(075)
П20

Автор В. М. Патлайчук, канд. техн. наук, доцент

Рецензенти:

С. І. Сербін, д-р техн. наук, професор кафедри турбін Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова;

Д. С. Мінчев, д-р техн. наук, професор кафедри суднових енергетичних систем та комплексів Одеського національного морського університету;

М. І. Радченко, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри кондиціювання та рефрижерації Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова

*Рекомендовано Вченою радою НУК ім. адмірала Макарова
як навчальний посібник
(протокол № 01 від 30 січня 2026 р.)*

Патлайчук В. М.

П20 Парові турбіни загального призначення: їх конструкція та експлуатація : навчальний посібник / В. М. Патлайчук. – Миколаїв : НУК, 2026. – 164 с.

ISBN 978-966-321-500-6

Розглянуто будову парових турбін загального призначення, вимоги до їх конструктивного виконання, конструкцію головних складових елементів, систем регулювання швидкості та безпеки. Проаналізовані питання пуску та зупинки паротурбінних агрегатів з відцентровим насосом та відцентровим компресором. Подано відомості про моніторинг параметрів роботи парових турбін, діагностування та усунення несправностей в їх роботі.

Призначено для студентів першого та другого рівнів вищої освіти, які навчаються за спеціальностями G11 Машинобудування та G4 Енерговиробництво. Посібник може бути корисним для інженерно-технічних працівників, що займаються експлуатацією енергетичних установок.

УДК 621.165(075)

© В. М. Патлайчук, 2026

© Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, 2026

ISBN 978-966-321-500-6

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА.....	6
1. БУДОВА ТУРБІН ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ....	9
1.1. Одноступінчаста турбіна з осьовим роз'ємом корпусу.....	9
1.2. Одноступінчаста турбіна з радіальним роз'ємом корпусу.....	20
1.3. Багатоступінчаста турбіна.....	25
1.4. Одноступінчаста вертикальна турбіна.....	28
2. ВИМОГИ ДО КОНСТРУКТИВНОГО ВИКОНАННЯ ТУРБІН ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ.....	34
2.1. Надійність обладнання.....	34
2.2. Корпуси турбін.....	38
2.3. Ротори турбін.....	40
2.4. Робочі лопатки.....	41
2.5. Ущільнення парового тракту.....	41
2.6. Опорні та упорні підшипники.....	42
2.7. Система керування турбіною.....	49
2.8. Типова схема системи змащення.....	50
3. ЕЛЕМЕНТИ КОНСТРУКЦІЙ ТУРБІН.....	56
3.1. Паровий тракт.....	56
3.2. Опорні та упорні підшипники.....	61
3.3. Системи змащення підшипників.....	62
3.4. Ущільнення корпусів підшипників.....	68

3.5. Кінцеві ущільнення вала турбіни.....	72
4. СИСТЕМИ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ТА БЕЗПЕКИ ПАРОВИХ ТУРБІН.....	76
4.1. Система регулювання швидкості.....	76
4.2. Система захисту від перевищення швидкості.....	83
4.3. Система захисту від надмірного тиску.....	87
5. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ПУСКУ ТА ЗУПИНКИ ТУРБІННИХ АГРЕГАТІВ.....	89
5.1. Ризики запуску парових турбін.....	89
5.2. Запуск відцентрових насосів та компресорів.....	91
5.3. Перевірка системи захисту від перевищення швидкості.....	93
6. ПУСК АГРЕГАТІВ З ПАРОТУРБІННИМ ПРИВОДОМ.....	100
6.1. Пуск агрегата з відцентровим насосом.....	102
6.2. Пуск агрегата з відцентровим компресором.....	107
7. ЗУПИНКА АГРЕГАТІВ З ПАРОТУРБІННИМ ПРИВОДОМ.....	115
7.1. Зупинка агрегата з відцентровим насосом.....	116
7.2. Зупинка агрегата з відцентровим компресором.....	117
8. МОНІТОРИНГ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ПАРОВИХ ТУРБІН.....	121
8.1. Поточні перевірки роботи парових турбін.....	121
8.2. Моніторинг швидкості обертання ротора.....	124
8.3. Моніторинг вібрації.....	126
8.4. Моніторинг температури.....	129
8.5. Поширені проблеми з регулятором.....	130

8.6. Втрата потужності паровою турбіною.....	130
8.7. Ущільнення парових турбін.....	131
8.8. Аналіз масла, що використовується в парових турбінах.....	131
8.9. Утворення шламу та нагару.....	132
8.10. Паропроводи та їх опори.....	133
8.11. Опори парових турбін.....	134
8.12. Система захисту від перевищення швидкості.....	133
8.13. Інші перевірки.....	135
8.14. Корисні емпіричні поради щодо парових турбін.....	137
9. ДІАГНОСТУВАННЯ ТА УСУНЕННЯ НЕСПРАВНОСТЕЙ У РОБОТІ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ.....	139
9.1. Поширені ознаки несправностей.....	140
9.2. Можливі причини несправностей.....	141
9.3. Підходи до діагностування несправностей.....	147
10. НАДІЙНІСТЬ РОБОТИ ПАРОВИХ ТУРБІН.....	149
10.1. Поточний та капітальний ремонт.....	149
10.2. Очікуваний міжремонтний термін служби парових турбін.....	150
10.3. Причини поломок турбін у період між капітальними ремонтами.....	152
10.4. Покращення надійності турбін.....	153
ДОДАТКИ.....	157
Додаток 1.....	157
Додаток 2.....	159
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	162

ПЕРЕДМОВА

Проектування та виготовлення парових турбін для промисловості сучасними виробниками ведеться згідно з відповідними регіональними та міжнародними стандартами. З останніх слід відзначити стандарти Американського інституту нафти (*American Petroleum Institute*). Відповідно до них, промислові парові турбіни умовно розділені на турбіни загального призначення (*API Standard 611*) та турбіни спеціального застосування (*API Standard 612*).

Дані стандарти визначають мінімальні вимоги до зазначених парових турбін. Ці вимоги включають у себе базову конструкцію, матеріали, відповідні системи змащення, засоби керування, допоміжне обладнання та аксесуари для використання в нафтовій, хімічній та газовій промисловості.

Під **паровими турбінами загального призначення** розуміють горизонтальні або вертикальні турбіни, що застосовуються для приводу обладнання, яке зазвичай дублюється або не є критично важливим. Вони зазвичай використовуються там, де вхідний тиск пари не перевищує 48 бар, а температура пари становить не більше 400 °С. Швидкість вала турбіни зазвичай не перевищує 6000 об/хв, а потужність – 3000 кВт (4000 к.с.) в одноступінчастій конструкції. Тиск пари на виході з турбіни завжди вищий, ніж атмосферний [1].

До **турбін спеціального призначення** віднесені горизонтальні турбіни, що використовуються для приводу обладнання, яке зазвичай не дублюється, має великі розміри (потужність) або є критично важливим. Ця категорія не обмежується параметрами пари або швидкістю обертання ротора [2].

Парові турбіни загального призначення знаходять застосування в багатьох галузях сучасної промисловості та на морському транспорті для приводу електрогенераторів та різноманітних механізмів (вантажних, живильних, циркуляційних, конденсатних, баластних насосів, приточних та витяжних вентиляторів, компресорів, цукрових млинів, подрібнювачів та ін.).

Використання парових турбін загального призначення (*General-purpose Steam Turbines*) пояснюється такими їх перевагами:

1. Ці турбіни можуть працювати незалежно від електричної системи підприємства. Це є життєво важливою вимогою для технологічних процесів, які не можуть переносити збої або зупинки через відключення електроенергії.

2. Ці турбіни можуть працювати зі змінною швидкістю. Можливість змінної швидкості турбіни корисна там, де, відповідно до умов роботи, потрібно забезпечити зміну витрати або тиску перекачуваної механізмом речовини. Такі умови часто виникають під час запуску або переходу з одного режиму роботи на інший, коли технологічні потоки, тиск або властивості речовини відрізняються від проєктних.

3. Ці турбіни можна застосовувати для оптимізації використання пари на всьому підприємстві. Згенерована на окремих виробничих ділянках пара з належним рівнем тиску може бути використана по всьому підприємству. Замість того, щоб скидати її надмірну енергію на редукційних пристроях, доцільним є застосування турбіни, яка буде одночасно і знижувати тиск пари, і генерувати певну кількість механічної енергії. У деяких випадках пару можна використовувати для приводу електрогенератора, а отриману електроенергію – для приводу електродвигунів в інших частинах підприємства.

4. Ці турбіни не зупиняються та не вимикаються через перевантаження. Щоразу, коли умови технологічного процесу

призводять до зростання навантаження на приводимий механізм, турбіна сповільнюється, але не вимикається. Ця здатність дозволяє паровим турбінам краще справлятися з порушенням умов роботи.

5. Ці турбіни характеризуються чудовими масогабаритними показниками, забезпечуючи високу потужність у невеликому корпусі.

6. Ці турбіни не є іскробезпечними та вибухонебезпечними. Також вони можуть бути легко пристосовані для дистанційного пуску [10].

1. БУДОВА ТУРБІН ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Парові турбіни загального призначення зазвичай мають простішу, міцнішу та менш складну однокорпусну конструкцію порівняно з багатоступеневими турбінами, що використовуються для масштабного виробництва електроенергії на електростанціях. Головний принцип, якого дотримуються під час проектування таких турбін, – це забезпечення надійності, довговічності та низької вартості. У даному випадку надійність та простота мають пріоритет над максимальною ефективністю.

Головні різновиди конструктивного виконання парових турбін загального призначення із вказівкою основних складових елементів розглядаються нижче. Указані елементи не обов'язково можуть бути присутні у всіх турбінах даного класу. Також не обов'язково вони можуть виглядати так і розміщуватися там, де це наведено на рисунках. Конкретне конструктивне виконання турбіни залежить від особливостей застосування і визначається замовником.

1.1. Одноступінчаста турбіна з осьовим роз'ємом корпусу

Конструкція одноступінчастої (двовінцевий ступінь Кертіса) турбіни загального призначення з осьовим роз'ємом корпусу зображена на рис. 1.1. Розглянемо її ключові функціональні системи та компоненти.

1 – зубчасте колесо датчика швидкості; 2 – корпус підшипника; 3 – зона контролю положення вала ротора; 4 – графітове кільце; 5 – зовнішня кришка ущільнення; 6 – сигнальний клапан; 7 – ущільнення корпусу підшипника; 8 – упорний підшипник кочення; 9 – гідромеханічний регулятор; 10 – коробка ущільнення; 11 – ущільнення штока клапана; 12 – парова коробка; 13 – регулюючий клапан; 14 – опорний підшипник ковзання; 15 – опора корпусу турбіни; 16 – парова кільцева камера; 17 – соплове кільце; 18 – корпус; 19 – патрубок випуску пари; 20 – робочі лопатки; 21 – диск; 22 – дренаж корпусу; 23 – вал; 24 – ротор

1.1.1. Система впуску та розподілу пари

Система впуску та розподілу пари відповідає за прийом пари високого тиску з паропроводу, точне регулювання її потоку відповідно до навантаження та подальше спрямування на робочі лопатки турбіни для перетворення теплової енергії на механічну роботу обертання ротора.

Парова коробка 12. Парова коробка (*steam chest*) є вхідним колектором, який приймає пару з головного паропроводу. Вона слугує первинною камерою, що забезпечує стабілізацію потоку перед його подачею на регулюючі органи.

Регулюючий клапан 13. Розташований після парової коробки, клапан регулювання швидкості є основним виконавчим елементом системи управління турбіною. Він модулює потік пари, що надходить у турбіну, для підтримки заданої частоти обертання ротора в разі зміни навантаження.

Парова кільцева камера 16. Ця камера оточує соплове кільце й отримує пару від регулюючого клапана. Її кільцева форма забезпечує рівномірний розподіл пари по всьому периметру соплового кільця, що є критично важливим для симетричного навантаження на ротор та досягнення максимального ККД.

Соплове кільце 17. Соплове кільце являє собою набір нерухомих профільованих каналів (сопел), які перетворюють потенційну енергію тиску пари на кінетичну енергію. Пара, проходячи через сопла, значно прискорюється, і високошвидкісний потік спрямовується на робочі лопатки турбіни під оптимальним кутом.

Ручний сопловий клапан (не позначений на рисунку). Цей клапан призначений для ручного керування частиною сопел. Він дозволяє оператору відключати або включати додаткові групи сопел для оптимізації роботи турбіни в різних режимах навантаження, наприклад, для підвищення ефективності під час часткових навантажень.

Надійна робота елементів системи впуску та розподілу пари забезпечується жорсткою конструкцією нерухомих компонентів, які формують корпус та опору турбіни.

1.1.2. Статорні (нерухомі) компоненти

Статорні компоненти є конструктивною основою турбіни. Вони утворюють герметичний зовнішній корпус, що витримує високий тиск і температуру, забезпечують точне позиціонування та підтримку роторного вузла, а також формують тракт для потоку відпрацьованої пари.

Корпус 18. Корпус є основною тримальною конструкцією, що містить у собі всі внутрішні елементи турбіни, включаючи ротор та соплове кільце. Конструкція з осьовим роз'ємом (*split casing*) значно спрощує монтаж, інспекцію та ремонт внутрішніх вузлів.

Опора 15. Опора є елементом фундаментної рами, на який встановлюється корпус турбіни. Вона сприймає вагу агрегата та динамічні навантаження, що виникають під час роботи, забезпечуючи стабільне положення та віброізоляцію.

Дренаж корпусу 22. Це система патрубків у нижній частині корпусу, призначена для відведення конденсату, який утворюється під час прогріву, пуску та роботи турбіни. Ефективний дренаж запобігає гідроударам та ерозійному зносу лопаток.

Випускний патрубок 19. Розташований у нижній частині корпусу, випускний патрубок слугує для відведення відпрацьованої пари з турбіни до конденсатора або в атмосферу. Його значний переріз забезпечує мінімальний опір потоку на виході.

1.1.3. Роторний вузол

Усередині статора турбіни розміщується динамічний вузол, який виконує основну роботу – ротор. Це обертова частина, яка безпосередньо сприймає кінетичну енергію потоку пари та перетворює її на механічну роботу у вигляді обертового руху вала. Від його конструкції та балансування залежить надійність та ефективність усієї турбіни.

Ротор 24. Це збірна назва для всього обертового вузла, який включає в себе вал, диск та робочі лопатки. Він спроектований для роботи на високих швидкостях та температурах.

Вал 23. Вал є центральним елементом ротора, який об'єднує всі його компоненти. Один кінець вала з'єднується з диском, а інший виходить за межі корпусу для передачі крутного моменту на привідний механізм (генератор, насос, компресор).

Робочі лопатки 20. Лопатки, закріплені на периметрі диска, мають спеціальний аеродинамічний профіль. Коли високошвидкісний потік пари із сопел ударяє по лопатках, він створює силу, що змушує ротор обертатися.

Диск 21. Це масивна деталь, насаджена з натягом на вал, яка слугує основою для кріплення робочих лопаток.

Зубчасте колесо датчика швидкості 1. Це зубчасте колесо, установлене на валу ротора. Воно взаємодіє з індуктивним або магнітним датчиком для точного вимірювання частоти обертання, що є ключовим параметром для системи автоматичного регулювання.

Упорний гребінь (на рисунку не позначений). Упорний гребінь є невід'ємною частиною вала, виконаною у вигляді виступу. Він передає осьове зусилля, що виникає від дії пари на ротор, на упорний підшипник, фіксуючи ротор в осьовому напрямку.

Розвантажувальні отвори (на рисунку не позначені). Ці отвори зазвичай свердляться в диску ротора для вирівнювання тиску пари по обидва боки диска. Їх пряме призначення – значно зменшити сумарне осьове зусилля, що діє на упорний підшипник кочення δ , тим самим збільшуючи його ресурс та надійність.

Для забезпечення стабільного обертання високошвидкісного роторного вузла з мінімальними втратами на тертя необхідна надійна система підшипників та опор.

1.1.4. Система підшипників та опори

Система підшипників виконує критично важливу функцію: вона забезпечує точне радіальне та осьове положення ротора відносно нерухомих частин статора, сприймає всі статичні та динамічні навантаження, мінімізує тертя та ефективно відводить тепло, що виділяється.

Корпус підшипника 2. Це окремий литий корпус, який містить радіальні та упорні підшипники, систему змащення та ущільнення. Він кріпиться до основного корпусу турбіни та забезпечує жорстку та точну фіксацію підшипникових вузлів.

Опорний (радіальний) підшипник ковзання 14. Цей тип підшипника підтримує вагу ротора (радіальне навантаження). Під час обертання вал «спливає» на тонкому клині масла, який створюється гідродинамічними силами. Така конструкція є пріоритетною для високошвидкісних обертюв машин, оскільки вона забезпечує чудове демпфування вібрацій ротора та має практично нескінченний теоретичний ресурс за умови підтримки чистого масляного клина.

Упорний (кульковий) підшипник кочення 8. На відміну від опорного, цей підшипник призначений для сприйняття осьових навантажень, що діють уздовж вала. Він фіксує точне осьове положення ротора відносно соплового кільця, що є критичним для підтримання оптимальних зазорів та ККД. Використання підшипника кочення для сприйняття осьових навантажень є типовим рішенням для компактних турбін цього класу, де воно забезпечує надійну фіксацію ротора при помірних осьових зусиллях.

Зона контролю положення вала ротора 3. Це спеціально оброблена поверхня на валу, призначена для встановлення безконтактних датчиків системи моніторингу. Ці датчики безперервно вимірюють вібрацію та осьовий зсув ротора, надаючи важливу інформацію для діагностики стану турбіни.

Ущільнення корпусу підшипника 7. Ці ущільнення зазвичай лабіринтного або контактного типу, установлюються на виході вала з корпусу підшипника. Їхня функція – запобігати витoku масла з корпусу назовні та потраплянню всередину забруднень.

Дефлектор (масловідбійник) корпусу підшипника (на рисунку не позначений). Це елемент, що встановлюється на валу для запобігання поширенню масла вздовж його поверхні за межі підшипникового вузла. Зазвичай має форму кільця з гострими крайками.

Масляне ущільнення (на рисунку не позначене). Це спеціалізоване ущільнення, призначене для герметизації масляної системи, що забезпечує утримання масла в межах корпусу підшипника.

1.1.5. Система ущільнень парового тракту

Герметизація важлива не тільки для системи змащення, але й для парового тракту, де витoki пари призводять до прямих втрат енергії. Головна мета системи ущільнень парового тракту – мінімізувати неминучі витoki пари з контуру високого тиску в атмосферу через зазори між валом та корпусом. Окрім цього, вона запобігає потраплянню масла з підшипникових вузлів у паровий тракт.

Зовнішня кришка ущільнення 5. Це зовнішній компонент вузла ущільнення вала, який утримує ущільнювальні елементи (наприклад, графітові кільця) у корпусі та дозволяє їх регулювання. Він забезпечує останній бар'єр для витoku пари.

Коробка ущільнення 10. Це основний вузол ущільнення між обертовим валом та нерухомим корпусом. Він являє собою камеру, у якій розміщено набір ущільнювальних елементів, які запобігають витoku пари високого тиску вздовж вала.

Графітове кільце 4. Графітові кільця є поширеним типом ущільнювальних елементів парових турбін. Вони складаються із сегментів, які притискаються до вала пружинами, створюючи ефективне контактне ущільнення з низьким коефіцієнтом тертя.

Ущільнення штока клапана 11. Це спеціалізоване ущільнення, установлене на штоці регулюючого клапана 13. Воно запобігає витоку пари високого тиску вздовж штока в атмосферу, забезпечуючи герметичність системи регулювання.

1.1.6. Система управління та безпеки

Системи управління та безпеки забезпечують автоматичну підтримку заданих параметрів роботи та миттєве втручання для запобігання аварійним ситуаціям. Система управління регулює частоту обертання турбіни відповідно до навантаження, тоді як система безпеки захищає обладнання від пошкоджень у разі виходу параметрів за допустимі межі.

Гідромеханічний регулятор 9. Це гідравлічна система регулювання, яка слугує виконавчим механізмом. Вона отримує сигнал про швидкість обертання ротора та використовує енергію масла під тиском для точного позиціонування регулюючого клапана 13, тим самим керуючи подачею пари в турбіну.

Сигнальний попереджувальний клапан 6. Це простий, некерований запобіжний пристрій, призначений для попередження про надмірний тиск у корпусі турбіни 18. Клапан налаштований на тиск, який трохи перевищує нормальний робочий, і в разі його спрацювання випускає невелику кількість пари з гучним свистом, що слугує звуковим сигналом для персоналу про нештатну ситуацію.

Вентиляційний отвір (на рисунку не позначений). Вентиляційний, або дихальний отвір, виконується на корпусі підшипника або масляному баку. Він дозволяє системі змащення

«дихати», вирівнюючи внутрішній тиск з атмосферним, що запобігає видавлюванню масла через ущільнення.

Стопорний клапан (на рисунку не позначений). Це головний клапан аварійної зупинки. Він призначений для миттєвого відсікання подачі пари в турбіну в аварійних ситуаціях¹. Цей клапан спрацьовує від системи захисту (автомата безпеки) у разі перевищення допустимої частоти обертання, падінні тиску масла або інших критичних відхиленнях параметрів.

Прикладом одноступінчастої (двовінцевий ступінь Кертіса) турбіни загального призначення з осьовим роз'ємом корпусу є **турбіна типу YR компанії Ebara Elliott Energy (США)** (рис. 1.2 та 1.3).

Турбіни YR виготовляються з 1948 р. і використовуються для приведення в дію насосів, компресорів, вентиляторів, повітродувок, генераторів, цукрових млинів, подрібнювачів тростини, валів папероробних машин та в багатьох інших сферах застосування. Модифікації турбіни стандартизовані, їх компоненти взаємозамінні.

Стандартна конструкція турбіни характеризується корпусом з горизонтальним осьовим роз'ємом, складеним ротором, розміщенням опори під центральною лінією, різними конфігураціями кінців вала, використанням графітових кілець для ущільнення корпусу, іскрозахищеною системою захисту від перевищення швидкості з незалежним стопорним клапаном, роздільними кришками ущільнень корпусу для зручності обслуговування, системою змащення з масляними кільцями (або циркуляційною системою змащення чи системою змащення під тиском), ручними сопловими клапанами, сигнальним пристроєм, гідромеханічним регулятором підтримання постійної швидкості обертання ротора серії TG компанії Woodward.

¹ Стопорний клапан (англ. мовою – *trip valve*) у вітчизняній літературі часто називається ще швидкозапірним або відсічним.

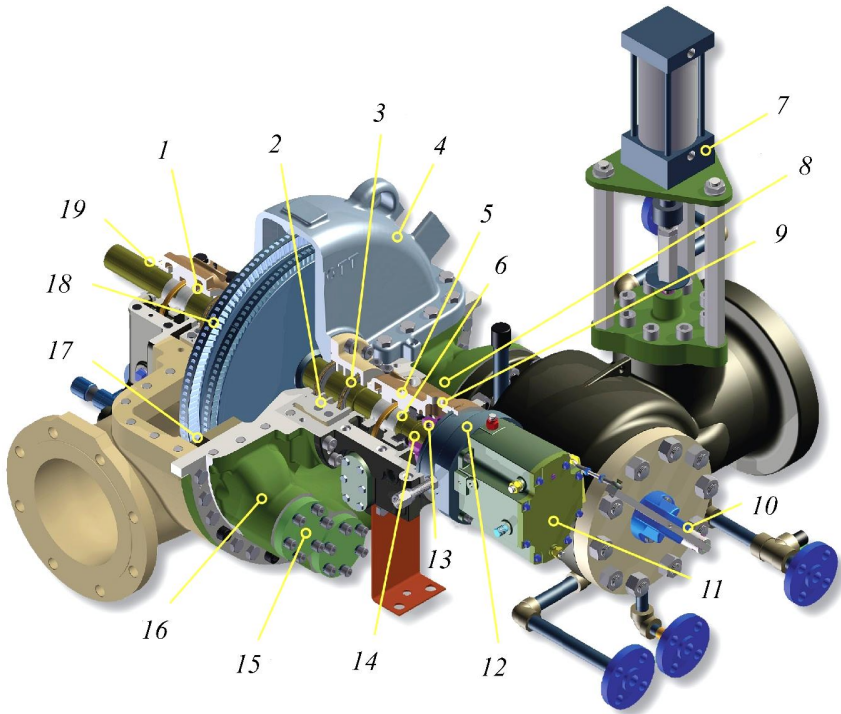


Рис. 1.2. Турбіна типу YR компанії Ebara Elliott Energy [6]:

- 1 – система змащення; 2 – перегородки з нержавіючої сталі (лише для модифікації PYR); 3 – ущільнення вала; 4 – термоізолюючий кожух;
- 5 – прилади для вимірювання температури та вібрації підшипників;
- 6 – упорний кульковий та опорний (ковзання) підшипники;
- 7 – пневматична система відключення; 8 – соленоїд дистанційного відключення; 9 – мікроперемикач; 10 – ущільнення штока регулюючого клапана; 11 – регулятор швидкості (механічний або електричний);
- 12 – тахометр; 13 – електронна система відключення при перевищенні швидкості обертання ротора; 14 – корпус стопорного клапана;
- 15 – роз'єми для під'єднання ручних або автоматизованих ручних клапанів; 16 – соплове кільце; 17 – ущільнення периферійних зазорів робочих лопаток; 18 – робочі лопатки; 19 – ущільнення корпусу підшипника типу EBI (Elliott Bearing Isolator)

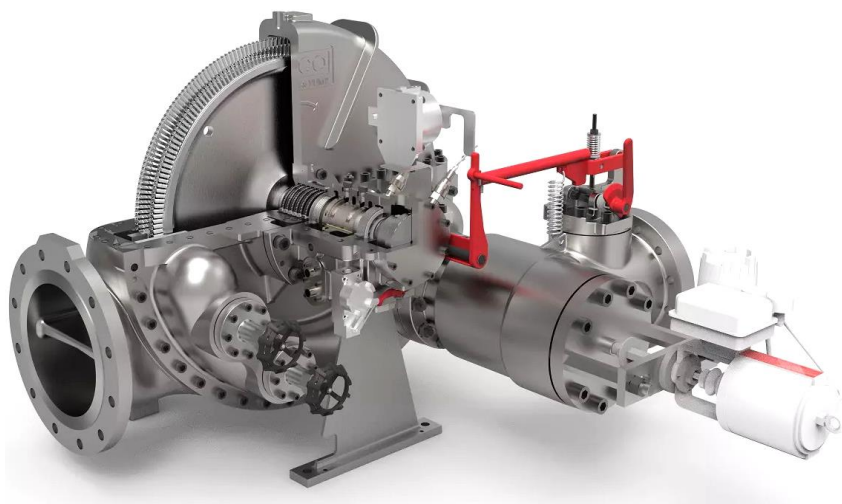


Рис. 1.3. Зовнішній вигляд турбіни типу YR [7]

Опціональними (на замовлення) деталями конструкції турбіни типу YR можуть бути суцільнокований ротор, прилади для вимірювання вібрації та температури підшипників, лабіринтові або щіткові ущільнення корпусу, електронні регулятор швидкості та система відключення, об'єднані стопорний та дросельний клапани, теплозвукова ізоляція, під'єднаний до вала турбіни головний масляний насос, пневматична система відключення, ущільнення корпусу підшипника типу EBI (Elliott Bearing Isolator).

Технічні характеристики одноступінчастих модифікацій турбіни YR наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Параметри модифікацій турбіни YR (максимальні значення)

Параметр	PYR	AYR	BYR	BYRH, BYRHH	DYR, DYRH, DYRM, DYRN
Потужність, кВт	150	560	1044	2610	4027
Тиск пари на вході, бар	45	48	48	62	62
Температура пари на вході, °C	400	440	482	482	482
Тиск пари на виході, бар	6,9	6,9	6,9	25,9	24,1
Частота обертання ротора, об/хв	5000	7064	6675	7090	5770
Середній діаметр турбінного ступеня, мм	305	360	460	460	710
Маса, кг	250	400	580	1050	1180

1.2. Одноступінчаста турбіна з радіальним роз'ємом корпусу

Будова одноступінчастої (двовінцевий ступінь Кертіса) турбіни загального призначення з радіальним роз'ємом корпусу показана на рис. 1.4.

Типовим зразком даної турбіни є **турбіна типу RLA компанії Dresser-Rand Group, Inc.** (США) (рис. 1.5 та 1.6).

Турбіна RLA відзначається міцною конструкцією, надійністю і зазвичай використовується для приводу масляних насосів, насосів живильної води, вентиляторів та електрогенераторів у діапазоні потужності від 1 к.с. (0,745 кВт) до 1000 к.с. (745 кВт). Корпус з радіальним роз'ємом має входні кришки з інтегрованими паровими коробками, дугу впуску на 360° та випускні патрубки, утворені двома оребреними литими деталями.

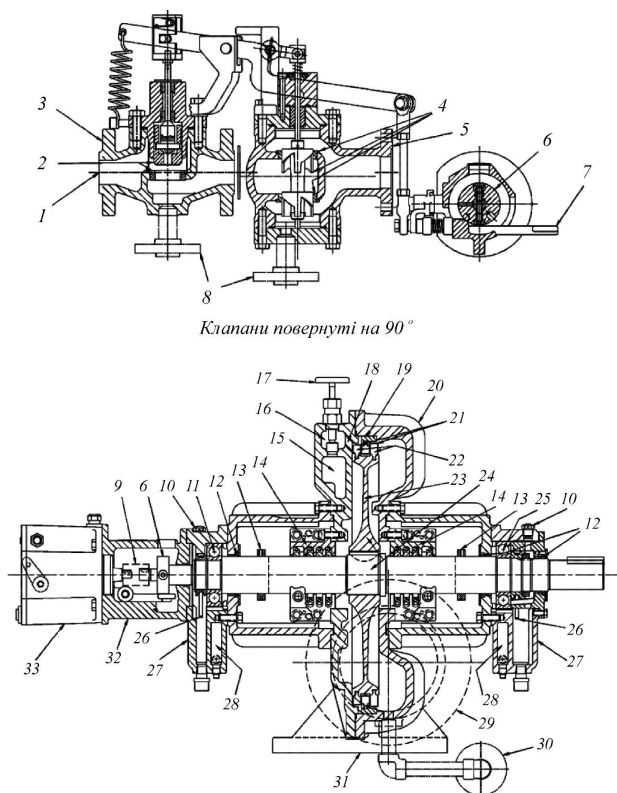


Рис. 1.4. Одноступінчаста (двовінцевий ступінь Кертиса) турбіна

загального призначення з радіальним роз'ємом корпусу [1]:

- 1 – вхідний патрубок; 2 – стопорний та пілотний клапани; 3 – корпус стопорного клапана; 4 – випускний дросельний клапан; 5 – корпус дросельного (регулюючого) клапана; 6 – інерційний болт (бігун) системи захисту від перевищення швидкості; 7 – важіль ручного вимкнення; 8 – дренаж корпусу клапана; 9 – муфта приводу регулятора; 10 – вентиляційний отвір; 11 – кульковий радіально-упорний підшипник; 12 – торцеві ущільнення корпусу підшипника; 13 – дефлектор корпусу підшипника; 14 – корпус ущільнення і зовнішнє ущільнення вала; 15 – парова кільцева камера; 16 – соплова камера; 17 – ручний сопловий клапан; 18 – сопловий апарат; 19 – напрямні лопатки; 20 – корпус паровипуску; 21 – бандажна стрічка робочих лопаток; 22 – робочі лопатки; 23 – диск; 24 – ротор з насадним диском; 25 – кульковий опорний підшипник; 26 – масляні кільця; 27 – корпус підшипника; 28 – камери водяного охолодження; 29 – патрубок випуску пари; 30 – дренаж корпусу турбіни; 31 – опорні лапи корпусу турбіни; 32 – монтажний корпус; 33 – гідромеханічний регулятор

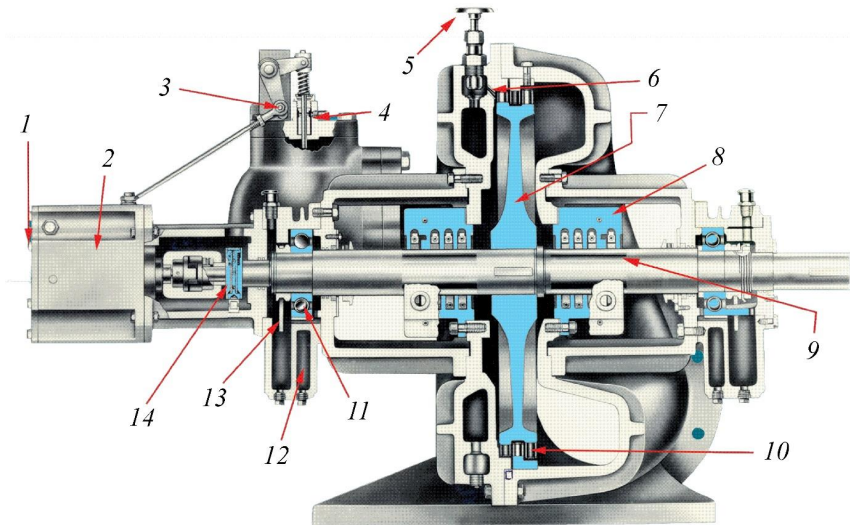


Рис. 1.5. Турбіна типу RLA компанії Dresser-Rand Group, Inc. [11]:
 1 – ручне налаштування регулятора швидкості; 2 – регулятор швидкості серії TG компанії Woodward, Inc.; 3 – безперервно змащувані кульові шарніри; 4 – графітова втулка з низьким тертям; 5 – ручний сопловий клапан; 6 – сопла з нержавіючої сталі; 7 – диск, посаджений на вал з натягом та зафіксований за допомогою шпонки; 8 – знімні корпуси ущільнень з розрізними графітовими кільцями; 9 – хромований вал; 10 – напрямні та робочі лопатки з нержавіючої сталі; 11 – радіально-упорний кульковий підшипник з терміном служби 50 000 год; 12 – порожнина для охолоджувальної води; 13 – система змащення за допомогою масляного кільця; 14 – система захисту від перевищення швидкості з інерційним болтом

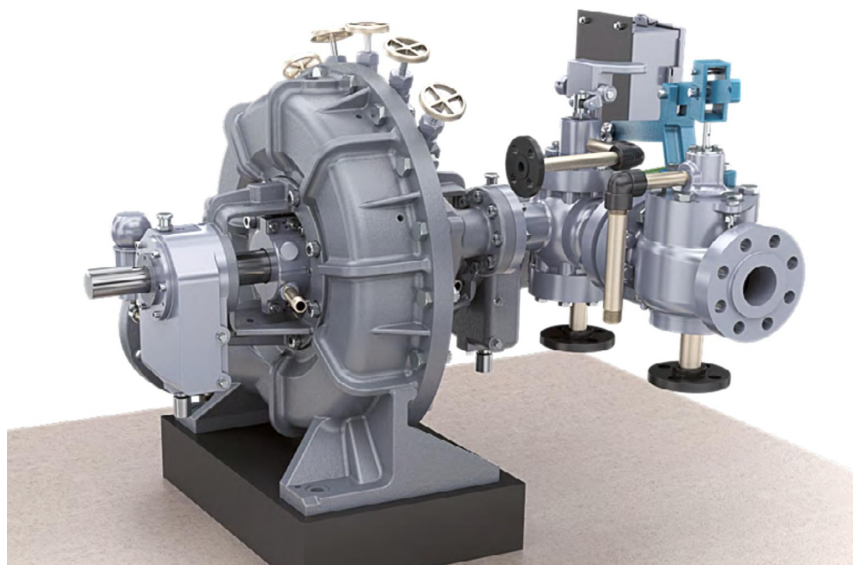


Рис. 1.6. Зовнішній вигляд турбіни типу RLA [9]

Використання кількох ручних соплових клапанів 5 дозволяє контролювати часткове навантаження, перевантаження, мінімальний вхідний та максимальний вихідний тиск пари для забезпечення гнучкої роботи й підвищення ефективності. Відповідна кількість ручних клапанів визначається умовами роботи та параметрами пари, а також вимогами до навантаження.

Механізм спрацьовування відключення в разі перевищення швидкості обертання ротора являє собою болтовий вантаж з пружинним фіксатором, розташований на валу турбіни. У разі досягнення попередньо заданої швидкості болт відпускається, щоб ініціювати стопорний клапан та повністю зупинити турбіну.

Стопорний клапан – це примусово керований, односідельний, пілотований запірний клапан, незалежний від регулюючого клапана. Він розроблений для мінімізації падіння

тиску у відкритому положенні та миттєвого відключення подачі пари в разі спрацьовування механізму системи захисту. Клапан може бути ініційований уручну за повного тиску пари в паропроводі.

Гідромеханічний регулятор підтримання постійної швидкості обертання ротора серії TG компанії Woodward є стандартним обладнанням для турбін типу RLA.

Ротор турбіни містить двовінцеве колесо Кертіса, диск якого насаджений на вал з натягом та зафіксований від провертання шпонкою. Диск розміщений між опорами ротора. Балансування та вібраційні характеристики ротора відповідають положенням стандарту API 611.

Використання підшипників кочення є стандартним технічним рішенням для турбін RLA. Підшипники розташовані окремо від гарячого корпусу і розраховані на термін служби 50 000 год.

Розрізні графітові кільця ущільнень корпусу легкодоступні під час ремонту; їх легко зняти, не порушуючи інші частини турбіни.

Технічні характеристики модифікацій турбіни RLA наведені в табл. 1.2.

Таблиця 1.2. Параметри модифікацій турбіни RLA (максимальні значення)

Параметр	RLA-12L	RLA-16L	RLA-16E	RLA-20L	RLA-23L
1	2	3	4	5	6
Потужність, кВт	79	180	239	194	746
Тиск пари на вході, бар	46	46	46	46	46
Температура пари на вході, °C	440	440	440	440	440
Тиск пари на виході, бар	7	11	11	11	11

Продовж. табл. 1.2

Частота обертання ротора, об/хв	6000	5000	5000	4300	4300
Вхідний діаметр паропроводу, мм	40	40	50	50	75
Вихідний діаметр паропроводу, мм	75	100	100	150	200
Довжина, мм	997	1075	1075	1075	1216
Ширина, мм	853	948	1000	1070	1192
Висота, мм	603	667	667	711	775

1.3. Багатоступінчаста турбіна

Будова багатоступінчастої (двовінцевий ступінь Кертіса та три активних ступеня тиску²) турбіни загального призначення зображена на рис. 1.7.

Прикладом багатоступінчастої турбіни загального призначення є **турбіна типу MYR компанії Ebara Elliott Energy (США)** (рис. 1.8 та 1.9).

Лінійка парових турбін Multi-YR (MYR) була розроблена інженерами компанії Elliott на основі тривалого досвіду виробництва одноступінчастих турбін типу YR для покращення споживання пари у 80-х роках ХХ ст. Компанія наголошує, що збільшення потужності, що генерується порівняно з одноступінчастою конструкцією, досягається лише за рахунок підвищення ефективності турбіни (без додавання надмірної пари).

Компактна та надійна турбіна Multi-YR знаходить використання в тих самих місцях, де традиційно застосовуються турбіни типу YR. Випускаються турбіни Multi-YR у різних модифікаціях потужністю до 10 000 к.с. (7500 кВт).

² Активні ступені тиску в англomовній технічній літературі даної спеціалізації часто називають **ступенями Рато**.

Технічні характеристики модифікацій турбіни MYR наведені в табл. 1.3.

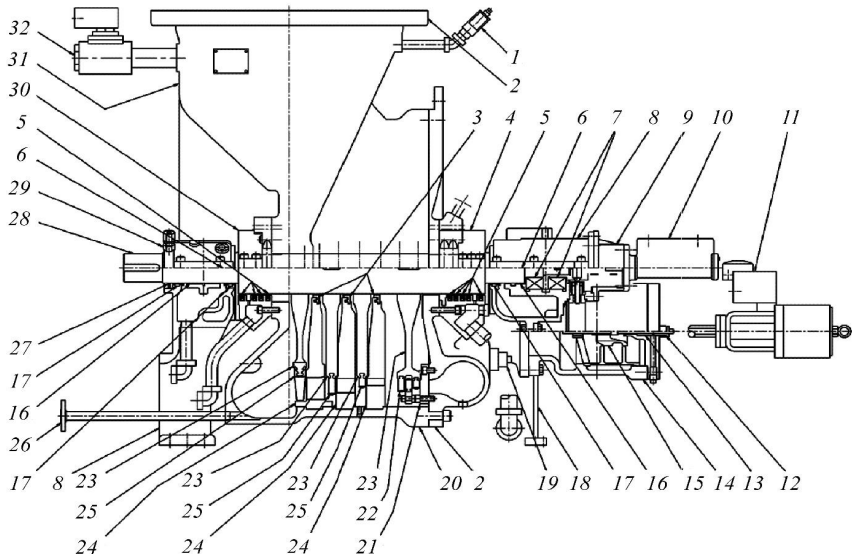


Рис. 1.7. Багатоступінчаста (двовінцевий ступінь Кертиса та три ступеня Рато) турбіна загального призначення³ [1]:

1 – сигнальний попереджувальний клапан; 2 – парова кільцева камера; 3 – міжступеневе лабіринтове ущільнення; 4 – кінцеве ущільнення турбіни з боку підведення пари; 5 – графітове кільце; 6 – зона датчика осьового зсуву; 7 – двосторонній упорний підшипник ковзання; 8 – корпус підшипника; 9 – адаптер масляного насоса; 10 – масляний насос; 11 – виконавчий механізм (актуатор) регулюючого клапана; 12 – коробка ущільнення; 13 – ущільнення штока клапана; 14 – парова коробка; 15 – регулюючий клапан; 16 – опорний підшипник ковзання; 17 – ущільнення корпусу підшипника; 18 – опора корпусу турбіни; 19 – ручний сопловий клапан; 20 – корпус середнього тиску; 21 – соплове кільце; 22 – робочі лопатки ступеня Кертиса; 23 – диск; 24 – діафрагма ступеня Рато; 25 – робочі лопатки ступенів Рато; 26 – дренаж корпусу турбіни; 27 – зубчасте колесо датчика швидкості; 28 – ротор; 29 – магнітний датчик; 30 – кінцеве ущільнення турбіни з боку випуску пари; 31 – корпус паровипуску; 32 – вакуумний вимикач

³ Елементами даної турбіни є, але на рисунку не показані: торцеве ущільнення, дефлектор корпусу підшипника, вентиляційний отвір, розвантажувальні отвори, стопорний клапан.

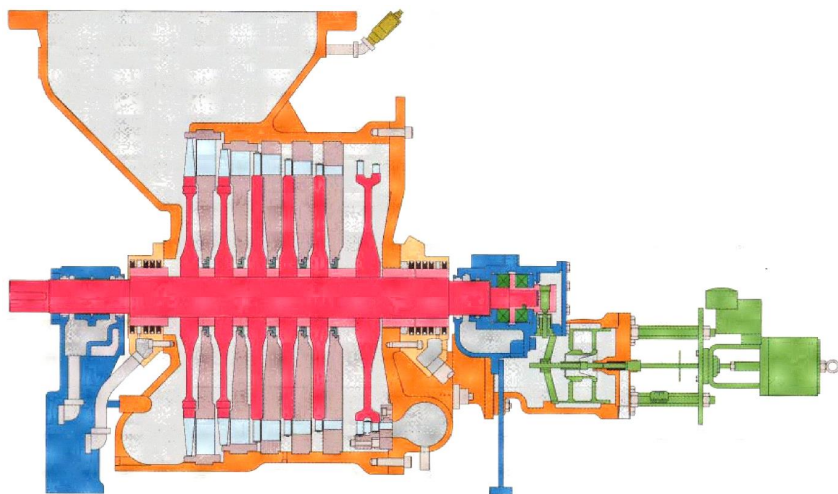


Рис. 1.8. Турбіна типу MYR компанії Ebara Elliott Energy [14]



Рис. 1.9. Зовнішній вигляд турбіни типу MYR [13]

Таблиця 1.3. Параметри модифікацій турбіни MYR (максимальні значення)

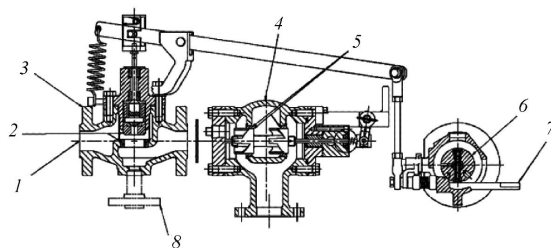
Параметр	4 ступені	6 ступенів	8 та 9 ступенів
Число ступенів Кертиса	1	1	1
Число ступенів Рато	3	5	7 або 8
Потужність, кВт	3730	5222	7500
Тиск пари на вході, бар	62	62	62
Температура пари на вході, °C	482	482	482
Тиск пари на виході, бар	6,9	6,9	6,9
Частота обертання ротора, об/хв	1500...17 000	8500	7000
Середній діаметр турбінного ступеня, мм	304...710	457...710	457...710
Маса, кг	4310	4535	7710

1.4. Одноступінчаста вертикальна турбіна

Будова одноступінчастої (двовінцевий ступінь Кертиса) турбіни загального призначення з радіальним роз'ємом корпусу показана на рис. 1.10.

Свіжа пара під тиском надходить через вхідний патрубок 1 і послідовно проходить через корпус стопорного клапана 3 та корпус дросельного клапана 4. Потік пари, регульований дросельним клапаном 5, потрапляє до парової коробки 13, звідки розподіляється до соплової камери 15. Частиною сопел можна керувати вручну за допомогою ручного соплового клапана 14, що дозволяє оптимізувати ККД турбіни під час часткових навантажень.

У сопловій вставці 16 відбувається розширення пари, унаслідок чого її потенційна енергія перетворюється на кінетичну. Високошвидкісний потік спрямовується на робочі лопатки 29, закріплені на диску 19, і передає їм свою кінетичну енергію, змушуючи ротор обертатися.



Клапани повернуті на 90°

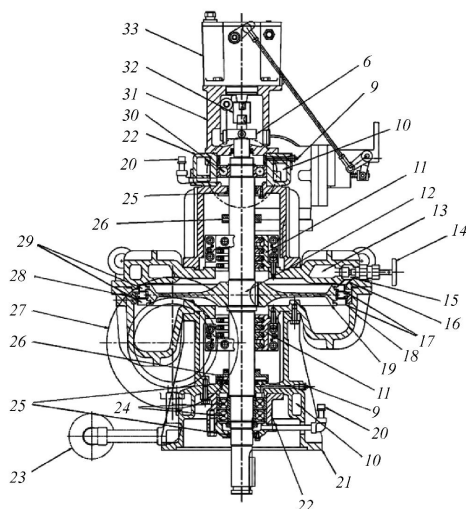


Рис. 1.10. Одноступінчаста (двовінцевий ступінь Кертиса)

вертикальна турбіна загального призначення [1]:

- 1 – вхідний патрубок; 2 – стопорний та пілотний клапани; 3 – корпус стопорного клапана; 4 – корпус дросельного клапана; 5 – впускний дросельний клапан;
- 6 – інерційний болт (бігун) системи захисту від перевищення швидкості; 7 – важіль ручного вимкнення; 8 – дренаж корпусу клапана; 9 – маслянка; 10 – камери водяного охолодження; 11 – корпус ущільнення і зовнішнє ущільнення вала;
- 12 – ротор з насадним диском; 13 – парова кільцева камера; 14 – ручний сопловий клапан; 15 – соплова камера; 16 – соплова вставка; 17 – бандажна стрічка робочих лопаток; 18 – корпус паровипуску; 19 – диск; 20 – отвір вентиляції та зливу надлишку масла; 21 – монтажний фланець турбіни; 22 – корпус підшипника;
- 23 – дренаж корпусу турбіни; 24 – кульковий упорний підшипник; 25 – кінцеві ущільнення корпусу підшипника; 26 – дефлектор корпусу підшипника;
- 27 – патрубок випуску пари; 28 – напрямні лопатки; 29 – робочі лопатки;
- 30 – кульковий опорний підшипник; 31 – монтажний корпус; 32 – муфта приводу регулятора; 33 – гідромеханічний регулятор швидкості

Відпрацьована пара збирається в корпусі паровипуску 18 і виводиться з турбіни через випускний патрубок 27.

Наведена схема турбіни передбачає змащення підшипників консистентним мастилом. Можлива модифікація конструкції із змащенням циркулюючим маслом.

Типовим зразком одноступінчастої (двовінцевий ступінь Кертіса) вертикальної турбіни загального призначення є **турбіна типу RLVA компанії Dresser-Rand Group, Inc. (США)** (рис. 1.11 та 1.12).

Дана турбіна характеризується міцною та універсальною конструкцією, яка має багато спільних елементів із серією горизонтальних турбін RLA цієї ж компанії. Турбіна оснащена корпусом з радіальним роз'ємом, гідромеханічним регулятором швидкості серії TG компанії Woodward, різними конфігураціями упорних та опорних кулькових підшипників, стандартним фланцем для кріплення, механічним стопорним клапаном, окремо розташованим двосідельним регулюючим клапаном, убудованим знімним паровим фільтром (стрейнером), знімними кінцевими ущільненнями з графітових кілець, системою змащення за допомогою консистентного мастила (з опціональною можливістю використання змащення з циркулюючим маслом), широким вибором елементів керування та допоміжних пристроїв.

Турбіна типу RLVA знайшла широке використання на нафтопереробних, нафтохімічних та хімічних заводах для приводу технологічних насосів, насосів перекачування мастильних матеріалів та вентиляторів.

Технічні характеристики модифікацій турбіни RLVA наведені в табл. 1.4.

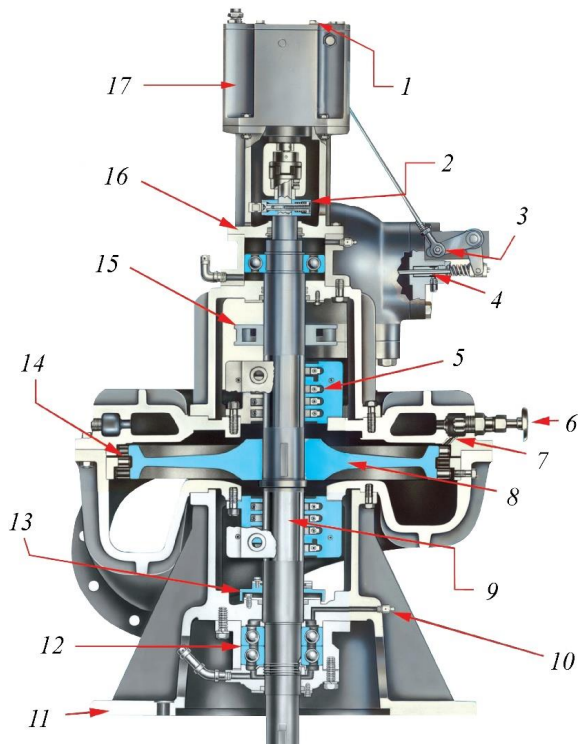


Рис. 1.11. Турбіна типу RLVA компанії Dresser-Rand Group, Inc. [4]:

1 – ручне налаштування регулятора швидкості; 2 – система захисту від перевищення швидкості з інерційним болтом; 3 – безперервно змащувані кульові шарніри; 4 – графітова втулка з низьким тертям; 5 – знімні корпуси ущільнень з розрізними графітовими кільцями; 6 – ручний сопловий клапан; 7 – сопла з нержавіючої сталі; 8 – диск, посаджений на вал з натягом та зафіксований за допомогою шпонки; 9 – хромований вал; 10 – підведення консистентного мастила; 11 – монтажний фланець; 12 – упорний кульковий підшипник з терміном служби 50 000 годин; 13 – відкидний капюшон, що захищає від забруднення; 14 – напрямні та робочі лопатки з нержавіючої сталі; 15 – робоче колесо повітряного охолодження; 16 – верхнє ущільнення підшипника; 17 – регулятор швидкості серії TG компанії Woodward, Inc.

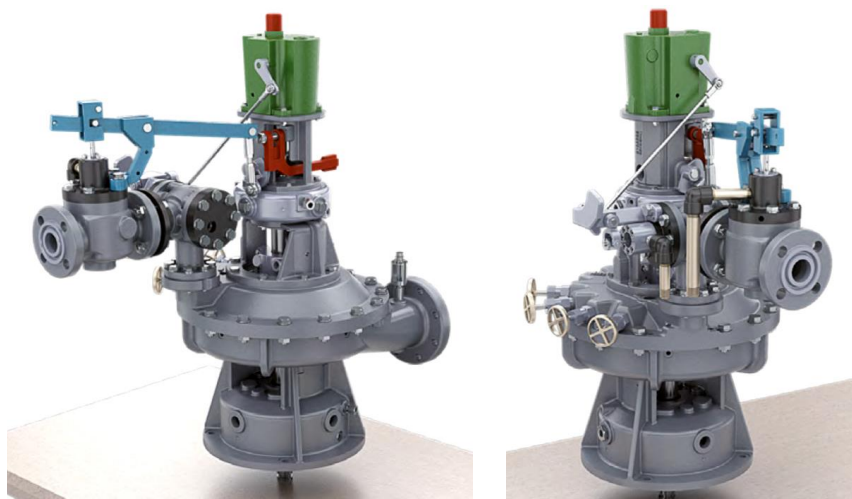


Рис. 1.12. Зовнішній вигляд турбіни типу RLVA [9]

Таблиця 1.4. Параметри модифікацій турбіни RLVA (максимальні значення)

Параметр	RLVA-12L	RLVA-16L	RLVA-16E	RLVA-20L	RLVA-23L
Потужність, кВт	79	180	238	194	745
Тиск пари на вході, бар	46	46	46	46	46
Температура пари на вході, °C	440	440	440	440	440
Тиск пари на виході, бар	7	11	11	11	11
Частота обертання ротора, об/хв	6000	5000	5000	4300	4300
Маса, кг	273	386	386	432	818
Висота, мм	1053	1162	1162	1162	1275

КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ І ПИТАННЯ

1. Які основні принципи проектування лежать в основі парових турбін загального призначення і чим вони відрізняються від турбін для великих електростанцій?
2. Опишіть призначення системи впуску та розподілу пари та назвіть три її ключові компоненти.
3. Що таке роторний вузол турбіни та які основні елементи входять до його складу?
4. Порівняйте функції опорного підшипника ковзання та упорного підшипника кочення в конструкції одноступінчастої турбіни.
5. Яку роль виконує стопорний клапан у системі безпеки турбіни?

2. ВИМОГИ ДО КОНСТРУКТИВНОГО ВИКОНАННЯ ТУРБІН ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Стандарт API 611 визначає певні вимоги щодо конструктивного виконання турбін загального призначення [1].

2.1. Надійність обладнання

Турбіни повинні бути здатними виконувати наступне:

1. Працювати на номінальній потужності та швидкості за номінальних параметрів пари, що подається. Сертифікована виробником швидкість подачі пари повинна відповідати цим параметрам.

2. Забезпечувати номінальну потужність на відповідній швидкості при мінімально допустимих параметрах пари на вході та максимально допустимих параметрах пари на виході, як зазначено в технічних паспортах. Щоб запобігти надмірним розмірам або досягти вищої експлуатаційної ефективності, замовник може обмежити максимальну потужність турбіни, указавши вибраний відсоток від номінальної потужності. Номінальна потужність може бути досягнута за допомогою ручного клапана або клапанів за номінальних параметрів пари, що подається та додаткового ручного клапана або клапанів за мінімальних параметрів пари на вході та максимальних параметрів на виході. Постачальник турбіни повинен указувати для кожного конкретного застосування оптимальну кількість ручних клапанів.

3. Безперервно працювати на максимальній тривалій швидкості та на будь-якій швидкості в межах зазначеного в документації діапазону.

4. Безперервно працювати на номінальній потужності та швидкості за максимально допустимих параметрів пари на вході та максимально або мінімально допустимих параметрів пари на виході.

5. Витримувати коливання тиску та температури пари на вході й тиску пари на виході. Допустимі коливання та їх тривалість протягом 12-місячного періоду вказані в дод. 1.

6. Незалежно від проєктного обмеження будь-якого компонента, турбіна не повинна експлуатуватися або переналаштовуватися поза межами паспортних даних без консультації з виробником або інженерною службою.

Замовник повинен указати період безперервної роботи. Вимкнення обладнання для проведення необхідного технічного обслуговування або перевірки протягом зазначеного періоду безперервної роботи є неприйнятним.

Нормальні параметри роботи обладнання мають бути вказані в супроводжувальній технічній документації.

Перепад тиску пари на турбіні (відношення абсолютного тиску на вході до абсолютного тиску на виході) має бути не меншим ніж 2,0.

Чистота пари, що подається, повинна відповідати даним дод. 2. Замовник повинен повідомити, якщо в парі або навколишньому середовищі є корозійні речовини, які перевищують вказані в таблиці Д2.1 рівні⁴.

Обладнання повинно бути спроектоване таким чином, щоб воно працювало без пошкоджень за умови одночасної

⁴ Забруднювачі в парових системах промислових підприємств зазвичай включають у себе гідроксид натрію, хлориди, алюміній, фосфати, мідь та свинець.

роботи на налаштуваннях як запобіжного клапана, так і системи захисту від перевищення швидкості.

Одноступінчасті турбіни повинні бути придатними для негайного запуску та набору повної потужності. Попередньо необхідно забезпечити прогрів та належний дренаж вхідного паропроводу, корпусу турбіни, парової камери та коробки ущільнень.

Усі турбінні колеса мають бути розташовані на валу між опорними підшипниками. Інші варіанти розташування можливі лише після спеціального схвалення замовником.

Масляні резервуари та корпуси, що містять рухомі змащувані деталі, такі як підшипники, ущільнення валів, високополіровані деталі, прилади та елементи керування, повинні бути спроектовані таким чином, щоб мінімізувати забруднення вологою, пилом та іншими сторонніми речовинами під час періодів роботи і простою.

Усе обладнання повинно бути спроектоване таким чином, щоб забезпечити швидке та економічне технічне обслуговування. Основні статорні елементи, такі як компоненти корпусу та корпуси підшипників, повинні бути спроектовані та виготовлені таким чином, щоб забезпечити точне вирівнювання під час повторного складання. Цього можна досягти за допомогою ущільнювачів, циліндричних штифтів або шпонок.

Обладнання для охолоджувальної води повинно бути розроблене для умов, зазначених у табл. 2.1. Постачальник повинен повідомити замовника, якщо критерій підвищення температури та критерій швидкості вздовж поверхонь теплообміну конфліктують. Критерій швидкості вздовж поверхонь теплообміну призначений для мінімізації забруднення з боку води; критерій підвищення температури призначений для

мінімізації використання охолоджувальної води. Якщо такий конфлікт існує, остаточний вибір має зробити замовник.

Щоб уникнути конденсації в корпусі підшипника, мінімальна температура води на вході до корпусів підшипників з водяним охолодженням повинна підтримуватися вищою за температуру навколишнього середовища.

Обладнання, надане постачальником, повинно відповідати зазначеному в документації максимальному рівню шуму.

Таблиця 2.1. Критерії проєктування для систем охолодження водою

Критерій	Числове значення
Швидкість води вздовж поверхонь теплообміну ⁵ , м/с	1,5...2,5
Максимально допустимий робочий тиск, бар	7,0
Мінімальний перевірочний тиск, бар	10,5
Максимальні втрати тиску, бар	1,0
Максимальна вхідна температура, °C	30
Максимальна вихідна температура, °C	50
Максимальне підвищення температури, °C	20
Термічний опір забруднення з боку води, (м ² ·K)/кВт	0,35
Допуск на корозію для корпусів з вуглецевої сталі, мм	3,0

Обладнання, включаючи всі допоміжні прилади, повинно бути придатним для експлуатації в зазначених умовах навколишнього середовища. Ці умови повинні визначати, чи розташована установка в приміщенні (з опаленням або без), чи на відкритому просторі (з дахом або без нього), максимальну та мінімальну температуру повітря, температуру нагрівання металу під сонцем, наявність підвищеної вологості, запиленості, корозійності.

⁵ Ці обмеження не застосовуються до корпусів підшипників із внутрішніми водяними каналами.

Якщо певні матеріали, такі як мідь або алюміній, за умовами експлуатації не дозволені, замовник повинен указати, чи обмежено використання цих матеріалів в атмосфері навколо обладнання або в паропроводі турбіни.

Схема розташування обладнання, включаючи трубопроводи та допоміжне устаткування, має бути розроблена спільно замовником та постачальником. Схема розташування повинна забезпечувати достатній вільний простір та безпечний доступ для експлуатації та технічного обслуговування.

Будь-який елемент установки масою понад 20 кг повинен бути забезпечений підйомними вушками або подібними спеціально призначеними стаціонарними точками підйому. Вкручені рим-болти прийнятні лише для кришок корпусів підшипників та для внутрішніх компонентів, коли інші підйомні механізми непрактичні. Отвори для рим-болтів повинні бути постійно зазначені правильним розміром болта, який слід використовувати, а інформація про розмір болта повинна бути чітко вказана в інструкції з експлуатації.

2.2. Корпуси турбін

Корпуси з осьовим роз'ємом повинні з'єднуватися метал до металу із щільним кріпленням відповідними болтами. Будь-які прокладки використовувати при цьому не дозволено. Якщо корпуси з радіальним роз'ємом використовують для з'єднання прокладки, то ці прокладки мають бути надійно зафіксовані.

Кожен корпус з осьовим роз'ємом має бути достатньо жорстким, щоб дозволити зняття та заміну його верхньої половини без порушення робочих зазорів між ротором і корпусом.

Конструкція горизонтальних турбін з осьовим роз'ємом повинна дозволяти огляд та видалення ротора та зношуваних деталей без зняття корпусу з фундаменту або відключення вхідного чи випускного паропроводу (за винятком випадків, коли паровипуск здійснено вгору). Корпуси багатоступеневих турбін з осьовим роз'ємом також можуть бути радіально розділені між частинами високого та низького тиску.

Корпуси горизонтальних турбін з радіальним роз'ємом повинні бути спроектовані таким чином, щоб можна було проводити огляд та заміну підшипників і зовнішніх ущільнень без зняття корпусу з фундаменту або від'єднання вхідного чи випускного паропроводу. Корпуси горизонтальних турбін з радіальним роз'ємом можуть потребувати зняття з фундаменту для виїмки ротора.

Горизонтальні турбіни з осьовим роз'ємом корпусу повинні мати опори по центральній лінії для забезпечення належного вирівнювання з підключеним обладнанням.

Для парової коробки, корпусу, коробок ущільнень та порожнин водяного охолодження повинні бути передбачені дренажні відведення.

На конденсаційних турбінах, якщо їх паровипускний патрубок спрямований горизонтально або вертикально вгору, потрібне встановлення автоматичної системи дренажу.

Повинно бути передбачене під'єднання для вимірювання тиску в парокільцевій камері в одноступінчастих турбінах та тиску після першого ступеня в багатоступеневих турбінах.

Для багатоступінчастих турбін з осьовим роз'ємом головне з'єднання корпусів повинно здійснюватися за допомогою шпильок. Для одноступінчастих турбін, через невеликий розмір обладнання, на головному з'єднанні корпусу для зручності обслуговування можна використовувати гвинти з шестигранною головкою. На всіх інших з'єднаннях слід використовувати шпильки.

2.3. Ротори турбін

У разі використання роторів з насадними дисками, вони повинні бути зібрані таким чином, щоб запобігти переміщенню диска відносно вала під час роботи за будь-якого заданого пускового або робочого режиму та на будь-якій швидкості обертання. Диски повинні бути зафіксовані на валу шпонками та встановлені з потрібним натягом.

Потрібне попереднє схвалення замовника, якщо для складених роторів лінійна швидкість на кінцях робочих лопаток за максимальної тривалої швидкості обертання перевищує 250 м/с або якщо температура пари на виході зі ступеня перевищує 400 °С.

Вали повинні бути виготовлені з одного шматка термічно обробленої сталі.

Вали з кінцевим діаметром 200 мм і більше повинні бути кованими. Вали з кінцевим діаметром менше 200 мм можуть бути виготовленими з гарячекатаного прутка, який має такі ж показники якості та термічної обробки, що й поковки валів.

Вали повинні бути шліфовані до чистової товщини 0,4 мкм або краще в місцях розташування підшипників та графітових ущільнювальних кілець.

Вали повинні бути захищені корозійностійким матеріалом під вуглецевим кільцем кінцевого ущільнення корпусу. Метод нанесення, установлений виробником, використаний матеріал покриття та товщина готового покриття повинні бути вказані в технічних паспортах.

Кожен ротор повинен бути чітко позначений унікальним ідентифікаційним номером. Цей номер повинен бути розташований на приводному кінці вала або в іншому доступному місці, яке не схильне до пошкоджень під час технічного обслуговування.

2.4. Робочі лопатки

Сумарні напруження (статичні та динамічні), що виникають у робочих лопатках, за будь-яких умов експлуатації повинні бути достатньо низькими, щоб забезпечити надійну роботу турбіни навіть за умови виникнення резонансних коливань.

Усі робочі лопатки повинні бути механічно придатними для роботи (включаючи перехідні режими) у зазначеному в паспорті діапазоні швидкостей аж до швидкості спрацювання системи захисту. Передбачається, що крутний момент на валу турбіни змінюється пропорційно квадрату швидкості обертання.

Якщо це можливо, постачальник турбіни має визначити резонансні частоти для кожного пакета обандажених лопаток, щоб переконатися в тому, що вони не увійдуть у резонанс у зазначеному діапазоні режимів роботи.

2.5. Ущільнення парового тракту

Місця виходу вала з корпусу повинні бути ущільнені за допомогою графітових кілець або змінного лабіринтного ущільнення, їх комбінації або за допомогою безконтактних торцевих механічних ущільнень.

Графітові кільця слід використовувати лише в тому випадку, коли лінійна швидкість ущільнювальної поверхні вала не перевищує 50 м/с і виконуються наступні вимоги:

а) кількість графітових кілець повинна визначатися вимогами до експлуатації та вентиляції, причому 2,4 бар є максимально допустимим середнім перепадом тиску на одне активне ущільнювальне кільце;

б) пружини для графітового кільця повинні бути виготовлені з термічно обробленого сплаву нікель-хром-залізо або еквівалентного матеріалу;

в) коливання робочої температури пари слід урахувати під час установаження необхідних холодних зазорів для ущільнювальних кілець.

Безконтактні (газові) ущільнення можуть використовуватися як альтернатива графітовим кільцям або лабіринтному ущільненню за умови дотримання певних умов швидкого запуску та обмеження швидкості. Їх найкраще використовувати в безперервному режимі роботи з прийнятною якістю пари, перегрівом у зоні ущільнення не більше 14 °С та належним чином виконаними дренажами для запобігання накопиченню вологи.

Герметизація міжступінчастих діафрагм на багатоступінчастих турбінах повинна здійснюватися за допомогою змінних лабіринтних ущільнень.

2.6. Опорні та упорні підшипники

Турбіни можуть комплектуватися:

- підшипниками кочення – опорними та упорними;
- опорними гідродинамічними підшипниками ковзання та упорними підшипниками кочення;
- гідродинамічними підшипниками ковзання – опорними та упорними.

Кожен вал повинен спиратися на два радіальні (опорні) підшипники та один двосторонній осьовий (упорний) підшипник, який може бути або не бути поєднаний з одним із опорних підшипників. Тип підшипників слід обирати відповідно до рекомендацій, наведених у табл. 2.2.

Допустиме значення швидкості обертання для підшипників кочення визначається за умови:

$$N d_m \leq 500\,000,$$

де d_m – середній діаметр підшипника, мм; N – швидкість обертання ротора, об/хв.

Таблиця 2.2. Рекомендації щодо вибору підшипників

Умови роботи	Тип підшипників
а) швидкість обертання та термін служби опорних та упорних підшипників відповідають нормам для підшипників кочення; б) щільність енергії турбіни не перевищує допустиму	Опорні та упорні підшипники кочення
а) швидкість обертання або термін служби опорних підшипників поза межами допустимих значень для підшипників кочення; б) швидкість обертання та термін служби упорного підшипника кочення знаходиться в цих межах; в) щільність енергії турбіни не перевищує допустиму	Опорні підшипники ковзання та упорний підшипник кочення
швидкість обертання або термін служби як опорних, так і упорних підшипників поза межами допустимих значень для підшипників кочення щільність енергії турбіни перевищує допустиму	Опорні та упорні підшипники ковзання

Базовий номінальний термін служби для підшипників кочення (згідно з ISO 281) становить не менше 50 000 годин при безперервній роботі за номінальних умов та не менше 32 000 годин при максимальних радіальних і осьових навантаженнях та номінальній швидкості обертання.

Щільність енергії (*energy density*) для турбіни дорівнює добутку її номінальної потужності, кВт та номінальної швидкості, об/хв. Якщо це значення дорівнює $4 \cdot 10^6$ або більше,

це означає, що воно перевищує допустиме й використовувати потрібно лише підшипники ковзання. Проте дане обмеження застосовується лише для багатоступінчастих турбін.

Горизонтальні турбіни повинні бути оснащені упорними підшипниками, призначеними для сприйняття осьових навантажень в обох напрямках.

Вертикальні турбіни можуть мати кулькові або роликові опорні та упорні підшипники, змащувані маслом або консистентним мастилом. Упорні підшипники повинні бути розраховані на безперервну роботу за всіх заданих умов приводимого турбіною обладнання. Напрямок дії упорного навантаження від приводимого обладнання має бути зазначений у його технічному паспорті.

Підшипники кочення повинні бути захищені від надмірного змащування за допомогою вентиляційного отвору відповідного розміру.

Конструкція підшипника повинна компенсувати гідродинамічні нестабільності та забезпечувати достатнє демпфування в усьому діапазоні допустимих зазорів підшипника та температур масла, щоб обмежити вібрацію ротора до допустимих значень під час роботи обладнання з навантаженням або без навантаження на заданих робочих швидкостях, включаючи роботу на будь-якій критичній частоті.

Розміри упорних підшипників повинні бути розраховані на безперервну роботу в повному робочому діапазоні, включаючи найнесприятливіші задані робочі умови. Розрахунок упорного навантаження повинен включати в себе, але не обмежуватися наступними факторами:

- забруднення та зміна зазорів ущільнень під час проєктування;
- ступінчастий упор від усіх змін діаметра;
- реакція ступенів та перепад тиску ступенів;

- зміни тиску на всіх вхідних та вихідних патрубках;
- зовнішні навантаження від приводимого обладнання.

За потреби, упорні та опорні підшипники ковзання можуть бути оснащені датчиками температури металу підшипника, установленими відповідно до стандарту API 670. Опорні підшипники з діаметрами шийок 100 мм або менше повинні бути оснащені контактним датчиком температури металу та/або датчиком температури масла на зливі.

2.6.1. Вимоги до підшипників кочення

Підшипники кочення повинні бути розташовані на валу за допомогою бортів, хомутів або інших пристроїв для надійного кріплення. Стопорні кільця та пружинні шайби не допускаються.

Підшипники повинні бути закріплені на валу з натягом та встановлені в корпус з діаметральним зазором.

Підшипники повинні бути встановлені безпосередньо на валу. Носії підшипників не допускаються.

Упорний підшипник кочення може бути однорядним радіально-упорним кульковим підшипником за умови, що сумарне осьове та радіальне навантаження знаходяться в межах допустимого значення для такого підшипника та виконані вимоги табл. 2.2.

Якщо сумарне навантаження перевищує допустиме значення для однорядного підшипника, слід використовувати пару однорядних радіально-упорних підшипників. Ці підшипники слід установлювати парно – «спина» до «спини».

Пристрій, що використовується для фіксації упорних кулькових підшипників до валів, повинен обмежуватися гайкою зі стопорною шайбою язичкового типу.

Кулькові підшипники з чотириточковим контактом (різним кільцем) та підшипники із заповнювальними пазами не повинні використовуватися.

2.6.2. Вимоги до підшипників ковзання

Опорні гідродинамічні підшипники ковзання повинні бути роз'ємними для зручності складання, прецизійно розточеними, втулкового або прокладкового типу, зі сталевими або мідно-бронзовими, бабітованими змінними вкладишами, прокладками або кожухами. Ці підшипники повинні бути оснащені штифтами, що запобігають обертанню, та повинні бути надійно закріплені в осьовому напрямі.

Вкладиші, прокладки або кожухи повинні бути розташовані в корпусах підшипників з горизонтальним роз'ємом і бути замінюваними без потреби демонтажу будь-якої частини корпусу.

Опорні підшипники повинні бути сконструйовані таким чином, щоб запобігати неправильному позиціонуванню.

Упорні підшипники ковзання мають бути виготовлені зі сталі або мідно-бронзового сплаву; повинні бути багато-сегментного типу з бабітом, розраховані на однакову упорну здатність в обох напрямках та оснащені постійним змащуванням під тиском з кожного боку. Обидві сторони повинні мати упорні колодки з функцією самовирівнювання, яка забезпечує те, що кожна колодка несе рівну частку упорного навантаження з незначною варіацією товщини колодки.

Якщо в конструкції упорного підшипника передбачені змінні гребені (для цілей складання та технічного обслуговування), то вони повинні бути надійно закріплені на валу.

Упорні підшипники слід обирати таким чином, щоб за будь-яких робочих умов навантаження не перевищувало 50 % від граничного номінального навантаження, встановленого виробником підшипника⁶.

⁶ Граничне номінальне навантаження – це навантаження, яке забезпечує мінімально допустиму товщину масляної плівки без руйнування під час безперервної роботи, або це навантаження, яке не перевищує межу текучості бабіту в місці максимальної температури. Береться менше із цих двох значень.

2.6.3. Вимоги до корпусів підшипників

Корпуси підшипників повинні бути розташовані таким чином, щоб підшипники можна було замінювати без порушення конструкції приводимого обладнання або кріплення, і щоб не вимагалось зняття упорних гребенів або муфт.

Корпуси підшипників, які змащуються маслом без підвищеного тиску, повинні мати заливні та зливні отвори зовнішнім діаметром не менше 15 мм. Корпуси повинні бути оснащені маслянками об'ємом не менше 0,12 л (4 унції) з позиціонером позитивного рівня, термостійкими скляними контейнерами (які не піддаються впливу сонячного світла або нагрівання, що запобігає помутнінню чи псуванню масла) та захисними дротяними решітками. Постійна індикація належного рівня масла повинна бути точно розташована та чітко позначена на зовнішньому боці корпусу підшипника за допомогою постійних металевих ярликів, позначок або інших довговічних засобів.

Для систем подачі масла під тиском впускні та випускні під'єднання корпусів підшипників повинні бути фланцевими та оснащені шпильками.

Для підтримки температури масла та підшипника має бути забезпечене достатнє **охолодження**:

- для підшипників зі змащенням під тиском підвищення температури масла в підшипнику не повинно перевищувати 28 К порівняно з її температурою на вході; якщо постачаються датчики температури металу підшипника, температура металу підшипника не повинна перевищувати 93 °С;

- для підшипників з масляними кільцями або з розбризкуванням (включаючи системи з продувним масляним туманом) підвищення температури масла в картері не повинно перевищувати 40 К порівняно з температурою навколишнього середовища; якщо постачаються датчики температури

металу підшипника, температура металу підшипника не повинна перевищувати 93 °С;

— для підшипників, змащуваних консистентним мастилом, якщо постачаються датчики температури металу підшипника, температура металу підшипника не повинна перевищувати 93 °С;

— для систем з використанням виключно масляного туману температура поверхні корпусу підшипника не повинна перевищувати 71 °С, а якщо постачаються датчики температури підшипників, температура металу підшипника не повинна перевищувати 88 °С.

Якщо температура навколишнього середовища перевищує 42 °С, або якщо температура масла на вході перевищує 50 °С, конструкції підшипника, витраті масла та допустимому підвищенню температури масла слід приділяти особливу увагу.

У корпусах підшипників, які потребують **водяного охолодження**, водяні кожухи повинні мати лише зовнішні з'єднання між верхньою та нижньою половинами та не повинні мати прокладок або різьбових з'єднань, які можуть дозволити воді просочуватися в масляний резервуар.

Якщо використовуються охолоджувальні змійовики, то вони повинні бути виготовлені з кольорових металевих матеріалів і не повинні мати внутрішніх з'єднань під тиском.

Корпуси для підшипників, що змащуються за допомогою масляних кілець, повинні бути оснащені заглушками, розташованими таким чином, щоб забезпечити візуальний огляд масляних кілець під час роботи обладнання.

Корпуси підшипників повинні бути оснащені змінними лабіринтними ущільненнями та масловідбійниками (дефлекторами) у місцях виходу вала.

2.7. Система керування турбіною

Система керування є основною системою, необхідною для узгодження вихідної потужності турбіни із застосуванням. Вона включає в себе регулятор швидкості, механізм керування та регулюючий клапан (або клапани).

Основною функцією системи керування має бути підтримка швидкості обертання ротора турбіни на встановленому значенні шляхом регулювання вхідного потоку пари.

Регулятор швидкості (*speed governor*) – пристрій, що поєднує елементи, які безпосередньо реагують на швидкість обертання ротора та які впливають на дію інших елементів системи керування.

Механізм керування (*control mechanism*) включає в себе все обладнання між регулятором швидкості та регулюючим клапаном (наприклад, важелі, тяги, реле, серводвигуни, пристрої підсилення тиску або потужності).

Регулюючий клапан (*governor controlled valve*) регулює потік пари до турбіни у відповідь на сигнал від регулятора або зовнішнього контрольного пристрою.

Для турбін загального призначення має бути використаний гідромеханічний регулятор (*oil-relay governor*) класу А, для якого діапазон регульованої швидкості повинен становити загалом 20 % від максимальної безперервної швидкості: на 5 % більше та на 15 % меншу за нормальну швидкість.

За замовленням турбіна може бути оснащена спеціальним електронним регулятором швидкості. Цей блок має бути окремим та незалежним від будь-якої загальної системи і за потреби має бути забезпечений електроенергією від окремого джерела живлення.

Турбіна загального призначення повинна бути оснащена незалежною системою аварійного захисту від перевищення

швидкості (*overspeed trip system*), яка перекриває подачу пари до турбіни, коли швидкість обертання ротора досягає швидкості спрацьовування. Система аварійного відключення повинна мати такі характеристики:

- легкий доступ;
- можливість перекрити подачу пари вручну за максимального тиску та витраті пари в паропроводі;
- можливість зупинити турбіну шляхом активації примусового стопорного клапана за будь-якого навантаження турбіни;
- іскрозахищеність компонентів та придатність для використання в умовах вибухонебезпечного газу та на відкритому повітрі.

За замовленням турбіни загального призначення можуть бути оснащені радіальними вібраційними зондами, які встановлюються поруч з кожним опорним підшипником ковзання.

За замовленням упорні підшипники ковзання оснащуються двома осьовими зондами положення, установленими на упорній стороні.

2.8. Типова схема системи змащення

Типова схема циркуляційної системи змащення парової турбіни загального призначення, рекомендована стандартом API 611 відповідно до вимог стандарту API 614⁷, наведена на рис. 2.1. Це базова конфігурація даної системи, яка містить усі необхідні елементи для забезпечення надійної роботи парової турбіни. За замовленням турбіни даного класу можуть бути

⁷ Стандарт API 614 установлює мінімальні вимоги до систем змащення апаратів та машин, що використовуються в нафтовій, хімічній та газовій промисловості [5].

оснащені іншою системою змащення в рамках стандарту API 614. На рис. 2.1 окремо позначені елементи, які є опціональними (тобто не є обов'язковими й поставляються за окремим замовленням).

На рис. 2.2 наведене розшифрування символів, використаних у схемі системи змащення. Аналіз складу системи змащення поданий у табл. 2.3.

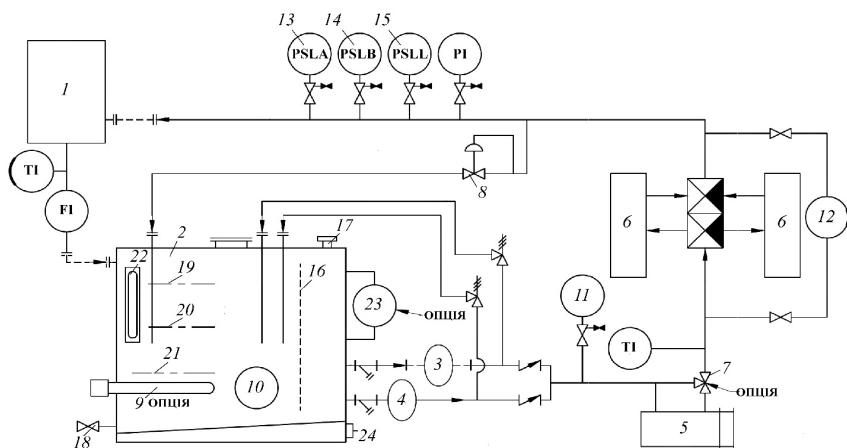


Рис. 2.1. Типова схема циркуляційної системи змащення турбін загального призначення [1]:

1 – парова турбіна; 2 – маслябак; 3 – приводимий від ротора турбіни головний масляний насос; 4 – приводимий від стороннього джерела (електродвигуна) масляний насос; 5 – охолоджувач масла; 6 – подвійний (дуплексний) масляний фільтр (прим. 4.1 табл. 2.3); 7 – триходовий клапан, регулюючий температуру масла (прим. 4.2); 8 – регулятор тиску масла (запобіжний клапан) (прим. 5.1, 5.2, 5.3 та 5.4); 9 – нагрівач масла (прим. 2.3); 10 – індикатор температури (прим. 2.2); 11 – індикатор тиску масла на виході з насосів; 12 – індикатор перепаду тиску (прим. 4.3); 13 – реле запуску допоміжного насоса (прим. 3.1); 14 – реле-сигналізатор низького тиску масла; 15 – реле зупинки турбіни через низький тиск масла; 16 – внутрішня перегородка маслябака; 17 – вентиляційний (дихальний) отвір (прим. 2.5); 18 – дренажний клапан маслябака (прим. 2.6); 19 – максимальний робочий рівень масла; 20 – мінімальний робочий рівень масла; 21 – верхній рівень забору масла насосом; 22 – індикатор рівня масла; 23 – реле рівня масла (прим. 2.1); 24 – заземлення (прим. 2.4)

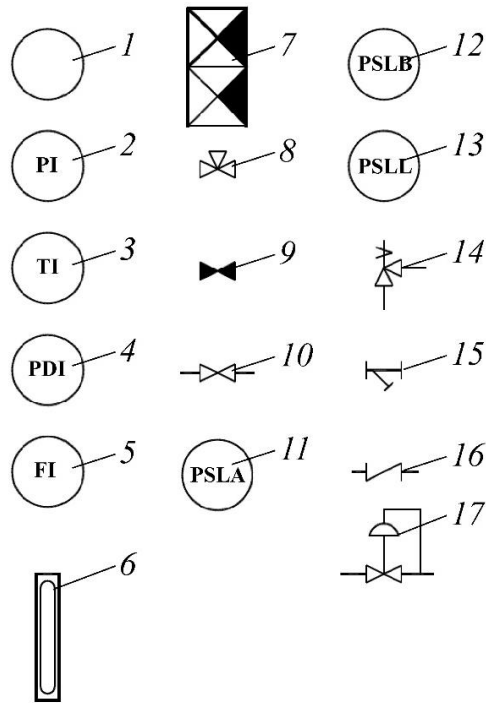


Рис. 2.2. Позначення елементів системи змащення:
 1 – прилад (літери позначають функцію); 2 – індикатор тиску;
 3 – індикатор температури; 4 – індикатор перепаду тиску;
 5 – індикатор витрати; 6 – індикатор рівня; 7 – ручний триходовий
 клапан; 8 – триходовий терморегулюючий клапан; 9 – запірний та
 стравлювальний клапан; 10 – запірний клапан; 11 – реле низького тиску
 (пуск допоміжного насоса); 12 – реле низького тиску (сигнал);
 13 – реле низького тиску (зупинка турбіни); 14 – запобіжний клапан;
 15 – сітчастий фільтр (стрейнер); 16 – зворотний клапан;
 17 – клапан регулювання тиску

Таблиця 2.3. Вимоги до складу системи змащення

Примітка	Коментарі
1	2
1. Мінімальні вимоги для системи змащення загального призначення	
	Обов'язковим є використання індикаторів температури (ТІ) та витрати (FІ) на лініях зливу масла з турбіни, а також на лініях зливу з редуктора та приводимого механізму, якщо вони з турбіною мають спільну систему змащення
2. Маслобак	
Прим. 2.1	Реле рівня масла не є обов'язковим
Прим. 2.2	Індикатор температури з термогільзою потрібен
Прим. 2.3	Електричний занурювальний або паровий нагрівач масла не є обов'язковим
Прим. 2.4	Потрібен один заземлюваний вивід з різьбою
Прим. 2.5	Потрібен вентиляційний отвір із сіткою
Прим. 2.6	Повинно бути передбачене фланцеве зливне з'єднання з клапаном та заглушкою розміром щонайменше 50 мм
	Маслобак повинен мати похиле дно
	Потрібні наступні під'єднання: 1. Для повернення масла від запобіжного клапана приводимого від вала маслонасоса. 2. Для повернення масла від запобіжного клапана електромаслонасоса. 3. Для повернення масла від клапана регулювання тиску. 4. Допоміжний маслонасос повинен мати незалежне всмоктування із сітчастим фільтром (стрейнером). (Стрейнер можна не встановлювати для занурювальних насосів)
	Маслобак повинен мати індикатор рівня масла
	Зворотні лінії від запобіжних клапанів повинні зливати масло нижче його мінімального робочого рівня в маслобачі
3. Насоси	
Прим. 3.1	Потрібні реле тиску для спрацьовування сигналізації низького тиску та запуску допоміжного насоса
	Потрібен допоміжний електронасос, що забезпечує 100 % подачі масла
	Запорні клапани не потрібні
	Попередній або післяподачний масляний насос не потрібен
	Датчик тиску не потрібен
	Реле тиску повинні бути розташовані відповідно до рис. 2.1

Продовж. табл. 2.3

1	2
	Насоси з приводом від вала можуть використовувати зворотний клапан з перфорацією або трубопровід з отвором для заповнення насоса. (На рис. 2.1 не показані)
4. Насоси й охолоджувачі (та фільтри)	
Прим. 4.1	Потрібні дуплексні фільтри
Прим. 4.2	Триходовий регулювальний клапан підтримання постійної температури з байпасною лінією є опціональним
Прим. 4.3	Потрібен індикатор перепаду тиску
	Потрібен один охолоджувач масла
	Дво- або триходовий регулювальний клапан зі змінною температурою та з байпасною лінією не потрібен
	Реле температури не потрібне
	Один перепускний клапан з охолоджувачем і фільтром, які паралельно з'єднані з окремим клапаном регулювання температури, не потрібен. (Цей клапан не показаний на рис. 2.1)
	Потрібен один перепускний клапан для дуплексних фільтрів
5. Контроль тиску	
Прим. 5.1	Потрібен регулятор тиску (запобіжний клапан)
Прим. 5.2	Потрібен зворотний клапан регулювання тиску прямої дії
Прим. 5.3	Запірні клапани навколо клапана регулювання тиску не потрібні
Прим. 5.4	Запірний байпасний клапан не потрібен

КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ І ПИТАННЯ

1. У яких випадках дозволяється використовувати графітові кільця для ущільнення вала і які умови при цьому мають виконуватися?
2. Що таке «щільність енергії» турбіни і як цей параметр впливає на вибір типу підшипників для багатоступінчастих турбін?
3. З яких основних компонентів складається система керування турбіною та яка її головна функція?
4. Які вимоги до охолодження встановлені для різних типів підшипників (зі змащенням під тиском, з масляними кільцями, з консистентним мастилом)?
5. Назвіть обов'язкові та опціональні (необов'язкові) компоненти в типовій схемі системи змащення турбіни.

3. ЕЛЕМЕНТИ КОНСТРУКЦІЙ ТУРБІН

3.1. Паровий тракт

Розглянемо основні компоненти турбіни вздовж шляху пари.

Безпосередньо в конструкції турбіни першим елементом на шляху потоку пари є вхідний сітчастий фільтр (стрейнер), який у переважній більшості турбін убудований у корпус стопорного клапана (рис. 3.1). Стрейнер використовується циліндричної форми; його головна мета – запобігти попаданню твердих часток разом з парою у проточну частину турбіни.

Після стрейнера пара проходить послідовно через порожнини стопорного клапана та регулюючого клапана (рис. 3.1, а також рис. 1.4, 1.6, 1.10 та 1.12). Дані клапани є головними елементами системи безпеки та системи регулювання швидкості парової турбіни. Залежно від конкретного методу, що використовується для контролю потоку пари, практикуються різні способи регулювання. Поширеним явищем для турбін загального призначення є поєднання в одному корпусі стопорного та регулюючого (дросельного) клапана (т. зв. *trip & throttle valve*). Конструкція та принцип дії стопорних та регулюючих клапанів детально розглядаються далі в розділі 4.

Після проходження регулюючого клапана 3 пара поступає до парової кільцевої камери 4, а з неї – до соплового кільця (соплового апарату) 5 (рис. 3.2).

Соплове кільце в даному випадку – це не повне кільце на 360°, а лише сегмент кола, розташований з боку підведення пари в турбіну (рис. 3.3).

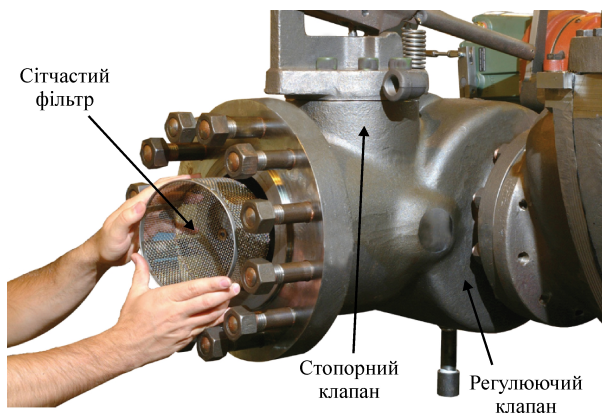


Рис. 3.1. Установлення стрейнера в корпус стопорного клапана турбіни типу YR компанії Ebara Elliott Energy [16]

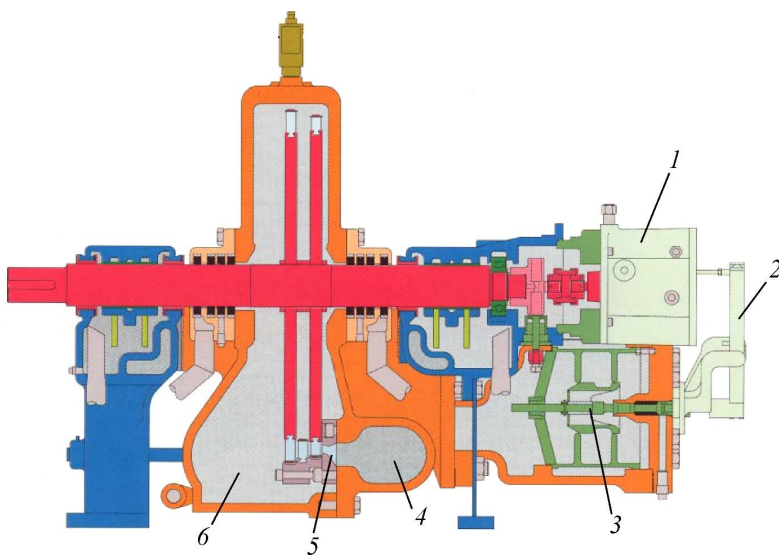


Рис. 3.2. Поздовжній переріз турбіни типу YR [14]:
1 – гідромеханічний регулятор; 2 – важіль, що поєднує регулятор з регулюючим клапаном; 3 – регулюючий (дросельний) клапан;
4 – парова кільцева камера; 5 – соплове кільце; 6 – паровипуск турбіни

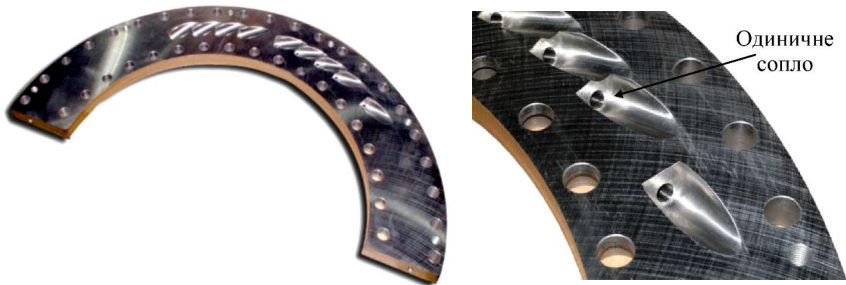


Рис. 3.3. Соплове кільце турбіни типу YR [10]

Оскільки в турбінах загального призначення використовуються лише двовінцеві ступені Кертіса або активні ступені тиску (ступені Рато), то для одноступінчастої турбіни це буде означати, що розширення пари (зниження її тиску та прискорення потоку) буде відбуватися майже на 100 % у каналах цього соплового кільця.

Як для активних ступенів тиску, так і для колеса Кертіса є характерним використання дискового типу ротора (рис. 3.4). Окремі диски в турбінах, що розглядаються, зазвичай кріпляться до вала насадженням на нього з натягом. Щоб запобігти роз'єднанню частин ротора, диски додатково фіксуються на валу шпонками (рис. 1.4, 1.5 та 1.8).

Після проходження соплових та робочих каналів усіх ступенів пара виходить з турбіни через випускний патрубок (рис. 3.5).

Ще одними елементами парового тракту, які слід обговорити, є **ручні соплові клапани** (рис. 3.6). Ці клапани можуть установлюватися в паровій кільцевій камері як засіб додаткового регулювання потужності турбіни. Типова схема їх розміщення подана на рис. 3.7.

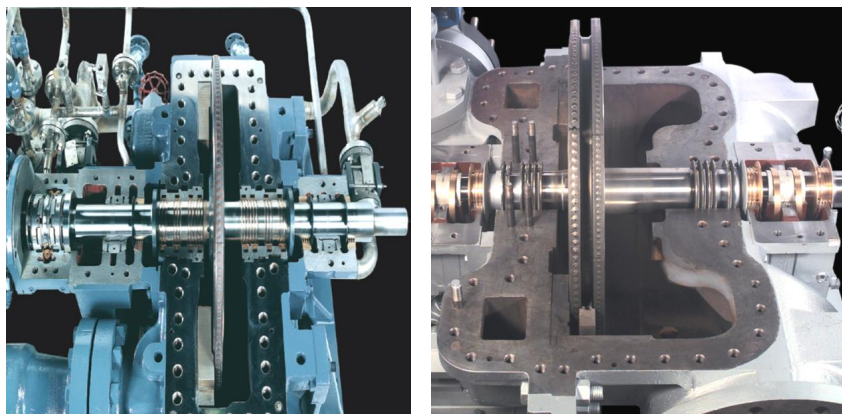


Рис. 3.4. Зовнішній вигляд роторів одноступінчастих турбін типу RLHA компанії Dresser-Rand Group, Inc. [4]

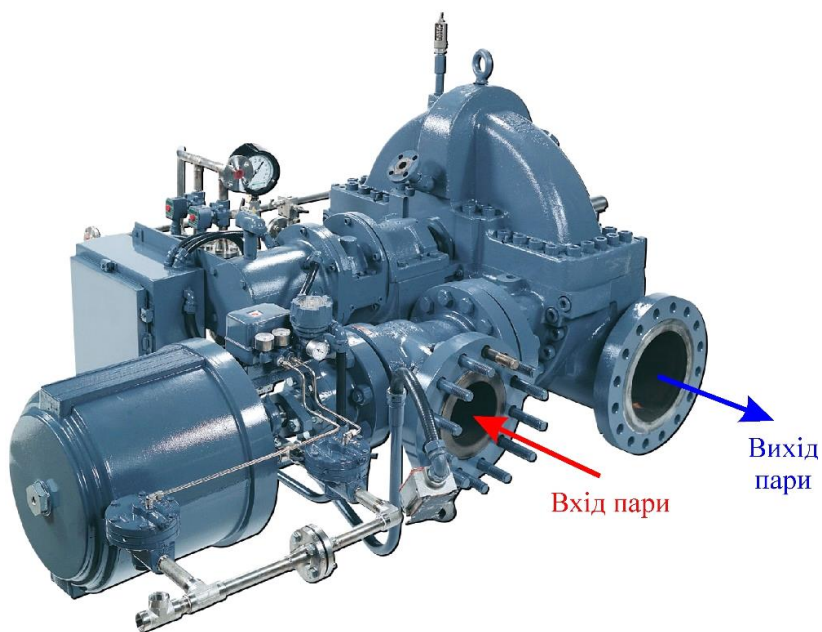


Рис. 3.5. Турбіна RLHA24S компанії Dresser-Rand Group, Inc. [4]

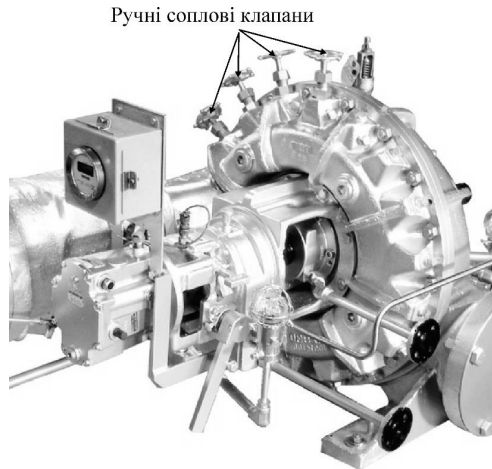


Рис. 3.6. Ручні соплові клапани турбіни RLA компанії Dresser-Rand Group, Inc. [5]

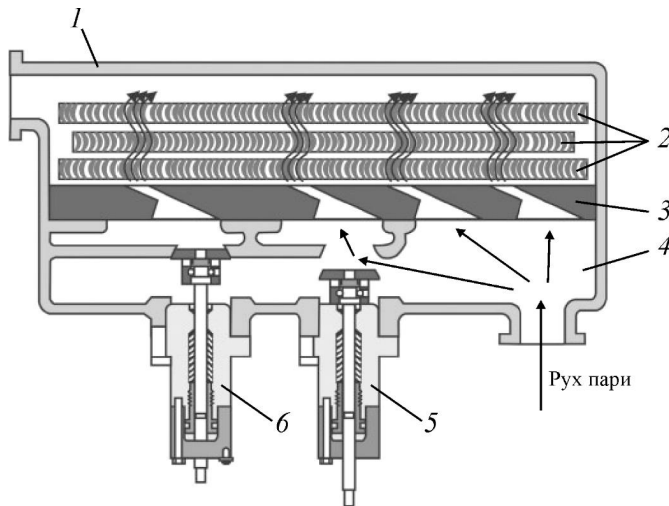


Рис. 3.7. Типова схема розміщення ручних соплових клапанів [10]:
1 – корпус турбіни; 2 – лопатки двовінцевого ступеня Кертіса;
3 – соплове кільце; 4 – парова кільцева камера; 5 – відкритий ручний
сопловий клапан; 6 – закритий ручний сопловий клапан

Основна функція ручних клапанів полягає в тому, щоб пропускати більшу або меншу кількість пари в соплове кільце. Ручний клапан має бути повністю відкритий або повністю закритий. Тим самим реалізується сопловий спосіб регулювання потужності, який доповнює в турбіні основне дросельне регулювання, яке здійснюється за допомогою регулюючого клапана. Кількість установлених ручних соплових клапанів обирається відповідно до умов роботи турбіни.

3.2. Опорні та упорні підшипники

До складу кожної парової турбіни загального призначення входять два опорні (радіальні) та один упорний підшипники.

Опорні підшипники підтримують вал турбіни біля кожного його кінця. Ці підшипники зазвичай є гідродинамічними підшипниками ковзання; вони використовують масляну плівку для підтримки вала та запобігання контакту вала з поверхнею підшипника.

Конструкція підшипників ковзання удосконалювалася з роками і зараз існує багато різних типів гідродинамічних підшипників, які мають різні характеристики та можуть використовуватися для різних застосувань.

Масло, яке використовується для утворення плівки та охолодження підшипника, повинно бути вільним від дрібних твердих часток. Зазор, що утворюється масляним клином між валом та нижньою половиною підшипника, становить від 1 до 3 мм і залежить від ваги ротора, в'язкості масла, частоти обертання вала, довжини підшипника та його внутрішнього діаметра. Тому, якщо щось розміром більшим за 1 мм потрапить у масло, то воно не зможе безперешкодно пройти через

цей зазор, що призведе до пошкодження поверхні підшипника або вала.

Упорні підшипники встановлюються для передачі осьових сил з вала на корпус парової турбіни. Окрім прийняття осьового навантаження, вони також фіксують ротор в осьовому напрямі в корпусі турбіни. У ролі упорних у парових турбінах загального призначення часто використовують кулькові підшипники кочення. Ці підшипники можуть бути різних конструкцій: однорядними, багаторядними або радіально-упорними, але основна їх функція завжди однакова: запобігання осьовому переміщенню вала та фіксація ротора в корпусі.

3.3. Системи змащення підшипників

Основні функції системи змащення підшипників полягають у мінімізації тертя та відведенні тепла й частинок зносу від підшипників і вала. Якщо ці функції не забезпечуються, термін придатності підшипників стрімко скорочується. Тому моніторинг системи змащення є одним з найважливіших завдань, які оператор повинен виконувати для забезпечення довгострокової надійності.

Двома головними причинами погіршення змащення є забруднення водою та тверді частинки в маслі. Для парових турбін забруднення водою є більш поширеним, особливо якщо воно залишається непоміченим протягом тривалого часу.

Забруднення водою турбінного масла завжди є серйозною проблемою. Причиною цього забруднення може бути несправність кінцевих ущільнень вала турбіни, висока вологість атмосферного повітря, промивання обладнання водою або близькість до інших парових турбін та котлів. Уміст води

в маслі видно неозброєним оком приблизно за концентрації вище 400 ppm. Забруднення масла водою може бути шкідливим уже за концентрації 200 ppm, тому, якщо ви можете побачити відділення води в маслі неозброєним оком, то у вас уже є проблема.

Окрім забруднення масла водою, також потрібно турбуватися про забруднення твердими частинками. Тверді частинки – це звичний тип забруднення, який поширений там, де є високий рівень твердих частинок у повітрі, наприклад, у целюлозно-паперовій, хімічній, нафтопереробній промисловості та ін. Неозброєним оком можна побачити лише частинки розміром 80 мкм або більше. Якщо ці частинки знаходяться в маслі, вони потраплять у зазор між підшипником і валом, спричиняючи пошкодження підшипників або руйнуючи вал. Тому чисте масло є дуже важливим для довгострокової надійності турбін.

Поширеним способом змащення підшипників турбін загального призначення є **змащення за допомогою масляних кілець**.

Система змащення масляним кільцем – це простий та надійний пристрій, який складається з великого металевого кільця, зазвичай бронзового або латунного, розміщеного на спеціальній втулці навколо вала біля підшипника. Нижня частина кільця занурена в масляну ванну, рівень масла в якій не досягає нижнього краю підшипника (рис. 3.8).

Масляне кільце не зафіксоване жорстко на валу, але під час обертання вала обертається разом з ним. Обертаючись, кільце захоплює масло з ванни та піднімає його на підшипник, тим самим здійснюючи його змащення (рис. 3.9 та 3.10). Охолодження масла в масляній ванні здійснюється прокачуванням охолоджувальної води насосом через спеціально організовані поряд з ванною порожнини.

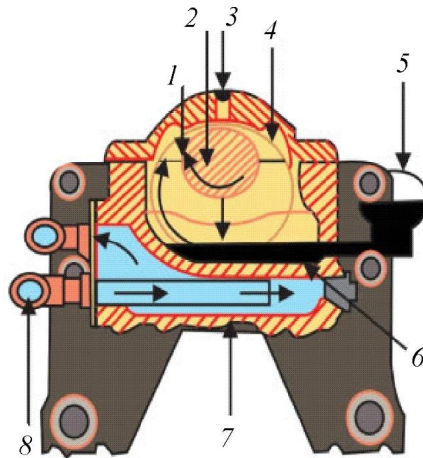


Рис. 3.8. Змащення підшипника за допомогою масляного кільця [10]:
1 – підшипник; 2 – вал ротора; 3 – інспекційний отвір; 4 – масляне кільце;
5 – маслянка; 6 – масляна ванна; 7 – порожнина для охолоджувальної
води; 8 – підведення охолоджувальної води

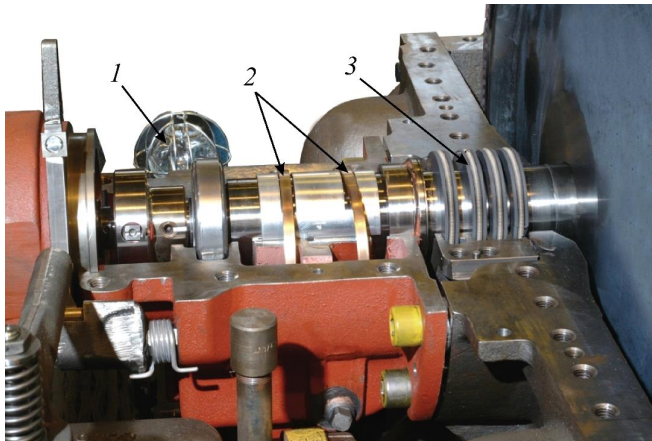


Рис. 3.9. Розміщення масляних кілець в опорі турбіни типу YR
компанії Ebara Elliott Energy [16]:
1 – маслянка; 2 – масляні кільця; 3 – графітове кінцеве
уцільнення вала



Рис. 3.10. Монтаж масляних кілець

Змащення за допомогою масляних кілець – це перевірний часом ефективний і дуже простий спосіб змащення. Однак слід зазначити, що цей спосіб можна використовувати лише в підшипниках з невеликою швидкістю, невеликими навантаженнями та невеликими діаметрами валів. Неважко помітити, що під ці умови й підпадає значна кількість парових турбін загального призначення.

Щоб дізнатися, чи підходить даний спосіб змащення для вашого конкретного випадку, можна застосувати так званий **DN-метод розрахунку**. Цей метод використовує діаметр D вала турбіни (у дюймах), помножений на його швидкість обертання N (об/хв), щоб отримати число, яке використовується для оцінки доцільності використання кільцевого змащування.

Зазвичай рекомендується обмежувати використання масляних кілець застосуванням зі значеннями DN менше 6000. Тобто, якщо ми маємо вал діаметром 2 дюйма, то кільцеве змащення можна вживати за його частоти обертання, яке не перевищує 3000 об/хв. Різні виробники мають різні обмеження та правила, яких вони дотримуються, але DN -метод є гарним емпіричним правилом, хоча і трохи консервативним.

Ще одним технічним рішенням, але значно менше розповсюдженим у парових турбінах загального призначення, ніж

попередній, за допомогою якого забезпечується змащення підшипників з використанням масляної ванни – це **маслянка постійного рівня**, яку іноді називають **Trico Oiler** (маслянка компанії Trico Corporation).

Trico Oiler – це пристрій для автоматичного підтримання постійного рівня масла в обладнанні, такому як насоси, редуктори та підшипники. Він працює за принципом рідинного затвора, випускаючи масло в міру його спрацювання, щоб запобігти зносу або переповненню (рис. 3.11).

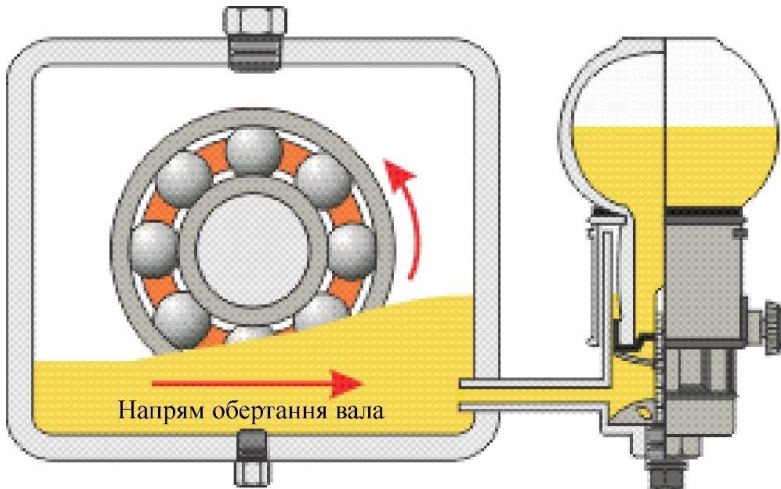


Рис. 3.11. Змащення кулькового підшипника за допомогою Trico Oiler

Маслянка постійного рівня має невеликий прозорий резервуар для масла, тому його рівень легко побачити (рис. 3.12). Масло стікатиме з резервуара, щоб компенсувати будь-яке падіння його рівня всередині корпусу підшипника. Це один з найпоширеніших типів систем змащення невеликих об'єктів за допомогою масляної ванни.



Рис. 3.12. Зовнішній вигляд резервуара з маслом [15]

Масляні кільця та маслянки постійного рівня використовуються для змащення підшипників лише невеликих за розміром, навантаженим та частотою обертання турбін. Для турбін з більш високими зазначеними параметрами застосовують системи примусового змащення.

Система примусового змащення (інша назва – **циркуляційна система змащення**) використовує масляний насос з приводом від вала турбіни або від електродвигуна, який забирає масло з маслобака або з масляного картера та спрямовує його під тиском до підшипників. Системи примусового змащення різняться за складністю: від достатньо рудиментарних з насосом та масляним картером (рис. 3.13) до набагато складніших з різними запобіжними та байпасними клапанами, фільтрами, охолоджувачами, контрольно-вимірювальними приладами, підігрівачами масла, які можна побачити у різній комплектації в парових турбінах (розділ 2.8).

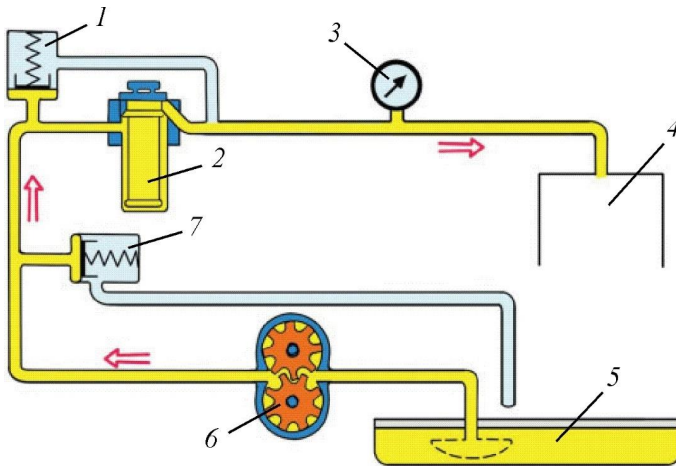


Рис. 3.13. Основні елементи системи примусового змащення:

- 1 – переливний клапан; 2 – масляний фільтр; 3 – манометр;
4 – об'єкт змащення; 5 – масляний картер; 6 – масляний насос;
7 – запобіжний клапан тиску

3.4. Ущільнення корпусів підшипників

Щоб захистити внутрішні компоненти корпусу підшипника від зовнішнього контакту, а також щоб запобігти витокам масла, місця виходу вала з корпусу підшипника ущільнюють. Існує кілька поширених варіантів ущільнень корпусів підшипників з різним рівнем захисту та вартістю.

3.4.1. Манжетні ущільнення

Манжетні ущільнення використовуються в машинобудуванні вже багато років. Типову конструкцію даного ущільнення можна побачити на рис. 3.14. Манжета, виготовлена з гуми, пластику або шкіри, контактує з обертовим валом, забезпечуючи ущільнення між валом і корпусом підшипника.

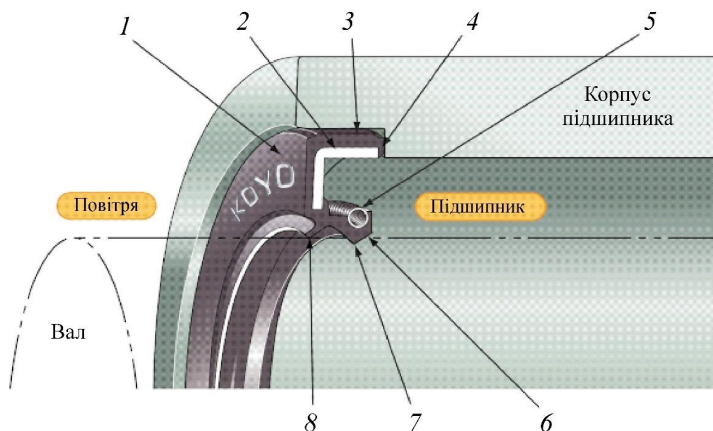


Рис. 3.14. Схема манжетного ущільнення:

1 – зовнішній бік манжети; 2 – металевий каркас; 3 – торцевий бік манжети; 4 – внутрішній бік манжети; 5 – пружина; 6 – головна губа; 7 – ущільнююча крайка; 8 – додаткова губа

Манжетне ущільнення зазвичай навантажується металевою пружиною, з'єднаною навколо зовнішньої поверхні манжети. Ця пружина забезпечує силу, щоб притиснути манжету до вала та створити ущільнення. У більшості випадків манжета поступово зношується з часом, і зі збільшенням швидкості поверхні вала очікуваний коефіцієнт зносу відповідно збільшуватиметься. Цей тип ущільнення є недорогим і зазвичай слугує кілька місяців, перш ніж його потрібно буде замінити.

3.4.2. Лабіринтові ущільнення

Лабіринтові ущільнення відносяться до безконтактних ущільнень і забезпечують мінімальний зазор між валом та лабіринтовими зубцями, якщо лабіринт установлений у корпусі (рис. 3.15 та 3.16). Лабіринт також можна встановити і на валу, щоб створити додатковий бар'єр, що запобігає витоку масла з корпусу підшипника (рис. 3.17).

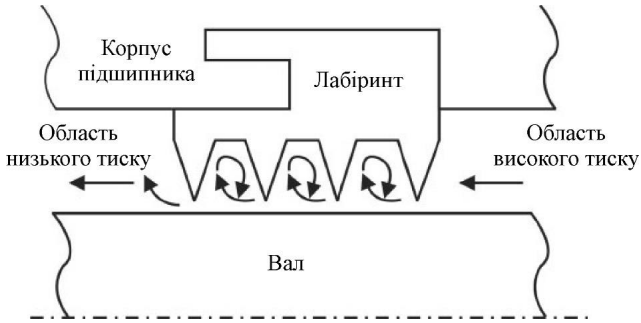
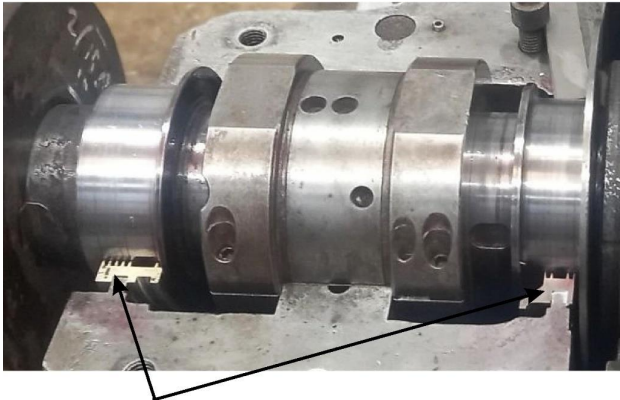


Рис. 3.15. Схема лабіринтового ущільнення (лабіринт установлений у корпусі)



Лабіринти ущільнень

Рис. 3.16. Лабіринтові ущільнення корпусу підшипника

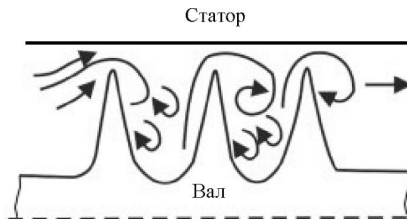


Рис. 3.17. Розміщення лабіринтових зубців на валу

Лабіринтове ущільнення складається з певної кількості зубців (ножеподібних лез), які можуть бути як нерухомими, так і обертовими. Нерухомі лабіринтові зубці встановлені на корпусі підшипника з дуже малим зазором між краями зубців та валом. Герметизуюча дія є результатом гідравлічного опору потоку, спричиненого багаторазовим дроселюванням газу під час проходження його через це ущільнення.

Лабіринтові ущільнення мають багато переваг; вони відносно недорогі та практично не потребують обслуговування, оскільки не мають контактуючих частин. Основною проблемою є пошкодження зубців, оскільки вони зазвичай виготовлені з дуже м'якого матеріалу, щоб запобігти пошкодженню вала в разі контакту. Якщо крайки лабіринтових зубців пошкоджені, то зазор, необхідний для забезпечення потрібного гідравлічного опору, буде недостатнім. Це призведе або до витоку масла назовні, або до потрапляння забруднень ззовні всередину підшипника.

3.4.3. Ізолятори підшипників

В останні роки з'явилося нове покоління комбінованих пристроїв, які зарекомендували себе як дуже ефективні ущільнювачі, що запобігають забрудненню та витокам масла. В англomовній технічній літературі за ними закріпилась назва ***bearing isolators*** (ізолятори підшипників) (рис. 3.18). Вони дуже різноманітні за конструкцією, коштують значно дорожче порівняно з іншими типами ущільнень корпусів підшипників, але, безумовно, є найефективнішими конструкціями, які можна використати.

3.5. Кінцеві ущільнення вала турбіни

Основною функцією кінцевих ущільнень вала турбіни загального призначення є запобігання надмірним витокам пари в атмосферу та її потраплянню на корпуси підшипників⁸.



Рис. 3.18. Ізолятор підшипника від компанії SEPCO, Inc. [12]

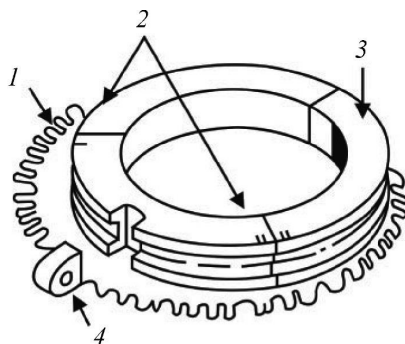


Рис. 3.19. Трисегментне графітове кільце:

1 – фіксуюча пружина; 2 – мітки збігу; 3 – сегмент кільця;
4 – обмежувач обертання

⁸ На початку даної роботи вже відзначалось, що тиск пари на виході з даних турбін завжди вищий, ніж атмосферний.

Найбільш популярним різновидом кінцевих ущільнень для турбін загального призначення є **графітові ущільнення**. Дані ущільнення складаються з кількох графітових кілець, закріплених у спеціальних обоймах (рис. 3.19, 3.20 та 3.21). Обойми встановлюються в корпусі турбіни або у спеціальному проміжному корпусі. Кожне графітове кільце складається з трьох-чотирьох сегментів, які стягнуті пружиною (рис. 3.22).

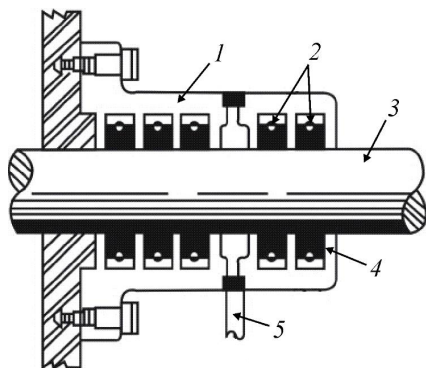


Рис. 3.20. Кінцеве графітове ущільнення:

1 – обойма ущільнення; 2 – фіксуючі пружини; 3 – вал турбіни;
4 – графітові кільця; 5 – отвір для відведення пари з ущільнення
(додатковий елемент)

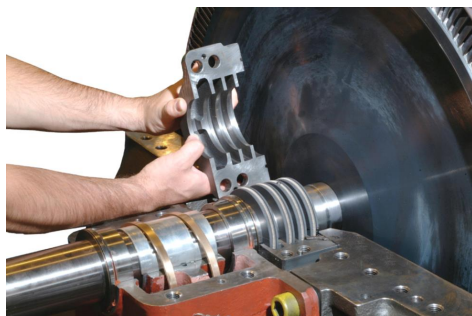


Рис. 3.21. Графітове ущільнення зі знятою верхньою половиною обойми [16]



Рис. 3.22. Установлені на валу графітові кільця

Витоки пари через графітові ущільнення є меншими, ніж через лабіринтові. Це пояснюється тим, що сталевий вал розширюється інтенсивніше, ніж графітові кільця⁹. Тому зазори в ущільненні під час роботи дуже невеликі. За деякими даними, ці зазори в холодному стані обирають таким чином, щоб під час роботи радіальний зазор (на кожную сторону) складав 0,03...0,05 мм. Проте в експлуатації зберегти такі зазори достатньо важко.

Припасування та збирання графітових кілець досить складні. Стики сегментів ретельно притирають один до одного, а самі сегменти пришабріють за фарбою. Після збирання кільця і стягування його пружиною по всьому колу між кільцем та валом має бути постійний радіальний зазор

⁹ Практично можна вважати, що графітові кільця взагалі не розширюються, а вал розширюється на 0,1 % через кожні 100 °C нагріву.

у розмірі 0,001...0,002 від діаметра вала. Для внутрішніх кілець ущільнення, до яких доступ ззовні утруднений, цей зазор може доходити до 0,003 діаметра вала. У даному випадку вказані так звані «холодні» зазори.

Графітові ущільнення вимагають періодичних переборок для огляду та заміни зношених кілець. Їх не можна використовувати за високих колових швидкостей, оскільки за швидкостей більших ніж 35...40 м/с, тепло, що виділяється через тертя, неможливо повністю відвести від ущільнювальної коробки. Пружини та інші дрібні металеві деталі можуть іржавіти та лопатися. Матеріал графітових кілець має бути відмінної якості. Графітові кільця не можна використовувати за температури пари вище 300 °С (через руйнування графіту).

КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ І ПИТАННЯ

1. Поясніть роль соплового кільця в парових турбінах загального призначення. Чому воно часто є лише сегментом кола?
2. Які дві головні причини погіршення якості змащення підшипників і яка з них є більш поширеною для парових турбін?
3. Опишіть принцип роботи системи змащення за допомогою масляних кілець та її основне обмеження.
4. Назвіть основні експлуатаційні обмеження для графітових ущільнень щодо колової швидкості та температури пари.
5. Що таке DN-метод і як він використовується для оцінки доцільності застосування кільцевого змащування?

4. СИСТЕМИ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ТА БЕЗПЕКИ ПАРОВИХ ТУРБІН

Парові турбіни загального призначення можуть оснащуватися різними системами регулювання швидкості обертання ротора, захисту від перевищення цієї швидкості та захисту від перевищення тиску. Розглянемо будову цих систем та принципи їх роботи.

4.1. Система регулювання швидкості

Регулятор швидкості – це пристрій, який керує швидкістю обертання ротора парової турбіни. Регулятор швидкості отримує вхідний сигнал від вала турбіни, порівнює його із заданим значенням, а потім видає вихідний сигнал, пропорційний різниці між фактичною та заданою швидкістю. Цей вихідний сигнал передається регулюючому клапану і стосується зміни подачі пари.

Коли турбіна обертається з постійною швидкістю, то регулюючий клапан не рухатиметься. Він продовжуватиме пропускати ту саму кількість пари в турбіну, доки щось не зміниться. Однак, коли навантаження на турбіну збільшується (наприклад, унаслідок збільшення споживаної потужності приводимим насосом), то швидкість обертання ротора буде зменшуватися. У відповідь на це регулятор відкриє регулюючий клапан, щоб дозволити більшому потоку пари увійти до турбіни. Збільшення потоку пари додасть турбіні більше потужності та дозволить їй повернутися до заданого значення швидкості обертання ротора.

Навпаки, коли навантаження на турбіну зменшується, то швидкість ротора починає зростати. Регулятор це відчує та почне зменшувати подачу пари в турбіну, закриваючи регулюючий клапан. Тривати це буде до тих пір, поки швидкість знову ж таки не повернеться до заданого значення.

Ці приклади ілюструють, що регулятор швидкості – це самокоригувальний пристрій, який забезпечує підтримання заданої швидкості обертання ротора залежно від потреб або навантаження приводимого обладнання.

Залежно від критичності застосувань, існує кілька типів регуляторів, які можуть забезпечити регулювання швидкості з різним рівнем складності. До таких відносяться:

- механічні регулятори;
- гідромеханічні регулятори;
- електронні регулятори.

Механічні регулятори – це суто механічний засіб керування турбіною, який використовує системи рухомих вантажів або кульок, як показано на рис. 4.1.

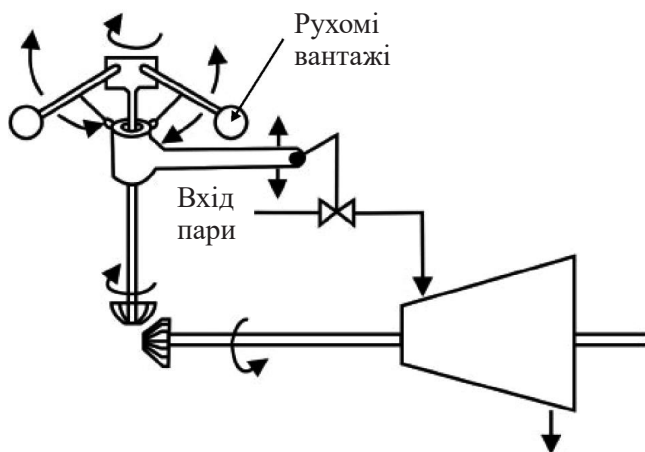


Рис. 4.1. Типова схема механічного регулятора

У такій системі керування швидкістю рухомі вантажі з'єднані з валом турбіни за допомогою зубчастої передачі, яка діє як вхідний сигнал швидкості для них. Коли вантажі обертаються швидше, вони виштовхуються під дією відцентрової сили. Ці вантажі також з'єднані з важелем, який переміщує впускний клапан пари далі у відкритому або закритому положенні залежно від напрямку руху вантажів.

Застосування механічних регуляторів обмежене через величину сили, яку вони можуть створити для відкриття або закриття впускного клапана турбіни. Механічні регулятори є найстарішими типами регулюючих пристроїв даного призначення. Проте сьогодні рідко можна побачити такий регулятор у використанні.

Гідромеханічні (механіко-гідравлічні) регулятори швидкості є найпоширенішим типом регулятора швидкості, який зустрічається на парових турбінах загального призначення. Це автономні регулятори, які використовують гідравлічну рідину (зазвичай рідину для автоматичної коробки передач).

Усередині такі регулятори містять приводимі від вала рухомі вантажі або кульки для вимірювання швидкості турбіни та масляний (шестеренний) насос з приводом від вала для створення необхідного тиску гідравлічного масла для керування поршнем сервоприводу регулятора і, відповідно, для зміни положення регулюючого клапана (рис. 4.2).

Гідромеханічні регулятори використовують поршень сервоприводу або силовий поршень для збільшення вихідної сили, що передається на регулюючий клапан.

Зі збільшенням швидкості турбіни рухомий вантаж або кулька відчує це збільшення завдяки зростанню тиску масла, який створюється шестеренним насосом.

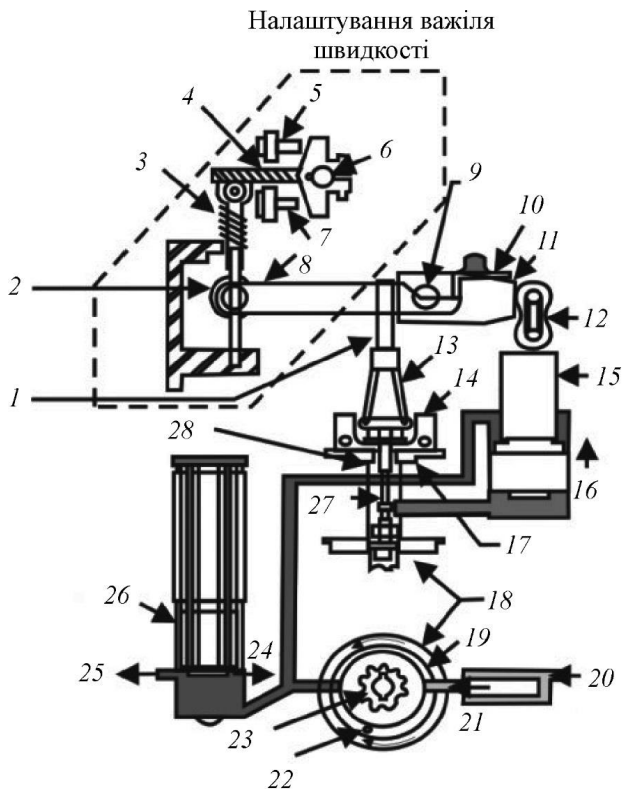


Рис. 4.2. Елементи гідромеханічного регулятора:

1 – гвинт пружини бігунка; 2 – високошвидкісна стоп-шайба; 3 – зворотна пружина; 4 – важіль регулювання швидкості; 5 – обмежувач високої швидкості; 6 та 7 – обмежувачі низької швидкості; 8 – важіль зворотного зв'язку; 9 – кінцевий вал; 10 – важіль регулювання «провисання» (міри допустимої зміни швидкості під час зміни навантаження); 11 – кінцевий важіль; 12 – ланка ланцюга; 13 – пружина бігунка; 14 – рухомі вантажі; 15 – сервопоршень; 16 – рух у бік збільшення; 17 – втулка рухомих вантажів; 18 – шестеренний насос; 19 – ексцентричне кільце; 20 – отвір підведення масла після охолоджувача (заглушений, якщо не використовується); 21 – картер; 22 – шпилька; 23 – привідний вал; 24 – злив масла у картер; 25 – отвір для відведення масла на охолоджувач (заглушений, якщо не використовується); 26 – поршень гідроаккумулятора; 27 – місце регулювання; 28 – плунжер пілотної клапана

Збільшений тиск гідравлічного масла перемістить пілотний клапан вгору, що дозволить більшій кількості гідравлічного масла рециркулювати назад у масляний картер, минаючи сервопоршень. Цей рух закрий регулюючий клапан, зменшуючи кількість пари, що надходить у турбіну, і тим самим знизить швидкість обертання ротора.

Коли швидкість турбіни занадто низька, шестеренний насос створюватиме нижчий тиск гідравлічного масла, що перемістить пілотний клапан і дозволить більшій кількості масла потрапити в сервопоршень, відкриваючи регулюючий клапан. Це збільшить кількість пари, що входить у турбіну, і збільшить швидкість її обертання.

Зверніть увагу, що рухомий вантаж у цьому типі регулятора працює так само, як і в механічному регуляторі. Однак є одна суттєва відмінність: вантажі в гідромеханічному регуляторі керують пілотним клапаном, який спрямовує гідравлічну рідину або до сервопоршня, або до масляного картера.

Масло, що надходить до сервопоршня, штовхатиме його вгору, пропускаючи більше пари в турбіну і тим самим збільшуючи швидкість обертання. Якщо швидкість занадто висока, то гідравлічна рідина буде знову відправлена в картер пілотним клапаном, який керується рухомими вантажами, і дозволить маслу повернутися в картер, зменшуючи кількість пари в турбіні.

Фактичний вихідний сигнал з гідромеханічного регулятора передається через зубчастий вал, який виступає з корпусу регулятора. Зубчастий вал обертається на кут до 40 градусів, контролюючи положення регулюючого клапана за допомогою механічних з'єднань. З'єднання цих зубчастих валів та під'єднання до регулюючого клапана можна побачити на зображенні регулятора компанії Woodward (рис. 4.3), а також на рис. 4.4.

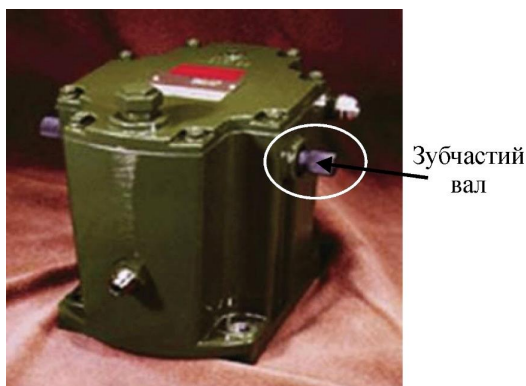


Рис. 4.3. Гідромеханічний регулятор серії TG компанії Woodward (один з найпоширеніших типів регулятора турбін загального призначення)

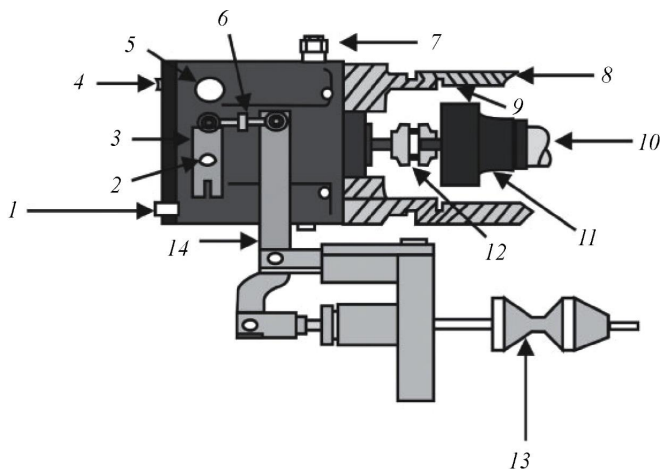


Рис. 4.4. Загальна схема системи керування з використанням гідромеханічного регулятора:

1 – зливний отвір; 2 – кінцевий вихідний вал; 3 – важіль кінцевого вала;
4 – гвинт налаштування швидкості; 5 – індикатор рівня масла; 6 – регульований з'єднувальний стрижень; 7 – вентиляційний (дихальний) отвір; 8 – корпус підшипника; 9 – адаптер; 10 – вал турбіни; 11 – корпус стопорного клапана; 12 – гнучка муфта; 13 – регулюючий клапан; 14 – важіль регулюючого клапана

Електронні регулятори виконують ту саму функцію, що й гідромеханічні, за винятком того, що вони не використовують рухомі вантажі для вимірювання швидкості. Для цього використовуються магнітний тахометр або датчик швидкості вала. Щоразу, коли зуб шестерні проходить повз магнітний датчик, генерується електричний імпульс, пропорційний швидкості ротора турбіни. Як тільки цей сигнал переходить в електронний формат, його можна використовувати як зворотний зв'язок для керування швидкістю турбіни або будь-яким іншим параметром процесу.

Той самий сигнал швидкості можна використовувати разом із експлуатаційною кривою приводимого насоса або компресора, щоб точно знати, де на цій кривій працює приводиме обладнання. Усю цю інформацію можна потім використовувати для моніторингу загальної ефективності та забезпечення вхідних даних для загальної системи керування об'єктом.

Система на основі електронних регуляторів має багато переваг для загального керування паровою турбіною, приводимим обладнанням та всім технологічним процесом, але вона також є найдорожчою з усіх трьох, що розглядаються. У більшості застосувань використання електронних регуляторів у турбінах загального призначення не виправдане.

На рис. 4.5 показано типову конфігурацію, яка використовується для вимірювання швидкості турбіни: зубчасте колесо прикріплене до валу турбіни, а магнітний датчик швидкості реєструє зубці, коли вони проходять повз нього.

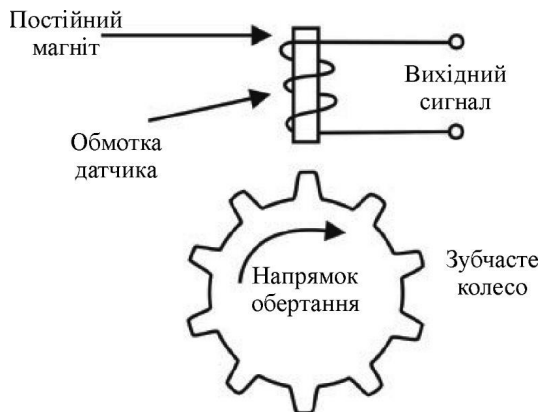


Рис. 4.5. Магнітний датчик швидкості, що використовується в електронних регуляторах

4.2. Система захисту від перевищення швидкості

Одним з найважливіших запобіжних пристроїв будь-якої парової турбіни є система захисту від перевищення швидкості, яка є повністю незалежною від системи регулювання швидкості. Єдина функція системи захисту полягає в тому, щоб перекрити вхід пари до турбіни, коли швидкість обертання ротора досягає заданого значення.

Перекивання доступу пари реалізується за допомогою стопорного клапана. Цей запобіжний клапан не регулює кількість або параметри пари; він лише або пропускає пару далі в регулюючий клапан (коли повністю відкритий), або не пропускає її (коли повністю закритий).

Система захисту від перевищення швидкості розроблена для запобігання появі надмірних напружень розтягу від відцентрових сил в елементах ротора турбіни (робочі лопатки, диски та ін.), а також для запобігання втраті натягу між

дисками та валом (під час використання ротора з насадними дисками).

Незважаючи на те, що регулятор швидкості турбіни певною мірою запобігає перевищенню швидкості обертання ротора понад заданого значення, з міркувань безпеки до складу турбіни потрібно ввести пристрій, який миттєво вимикатиме подачу пари щоразу, коли буде досягнуте встановлене значення відключення.

На рис. 4.6 показаний рух пари через стопорний клапан (двосідельна конструкція) перед тим, як потрапити до регулюючого клапана. Відкриття стопорного клапана забезпечується підняттям угору важеля 6 та його спиранням на виступ 4 важеля 2. У даному випадку пара безперешкодно проходить через канали стопорного клапана.

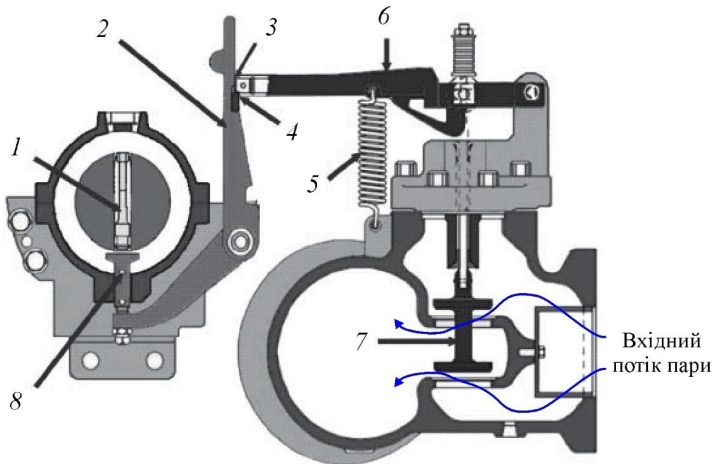


Рис. 4.6. Двосідельний стопорний клапан:

- 1 – інерційний болт (штифт); 2 – важіль системи захисту;
- 3 – «лезо ножа» (місце зустрічі двох важелів); 4 – засувка;
- 5 – закриваюча пружина; 6 – важіль скидання; 7 – стопорний клапан;
- 8 – плунжерний вузол

Спрацьовування системи захисту забезпечується інерційним вантажем (болтом, штифтом) 1, який розміщений у радіальному отворі на валу турбіни (зазвичай на його кінці з боку регулятора), закріплений від переміщення пружиною, і який під дією відцентрової сили, долаючи жорсткість цієї пружини, переміщується в радіальному напрямі від центру отвору до його периферії. За певного значення швидкості обертання ротора переміщення болта досягне потрібної величини, болт увійде в контакт з плунжерним вузлом 8, який зі свого боку розгорне важіль 2 на певний кут проти годинникової стрілки. Унаслідок цього важіль 6 вийде із зацеплення з важілем 2 і під дією пружини 5 зміститься вниз. Разом з ним униз зміститься шток стопорного клапана, закриваючи отвори для проходження пари.

За потреби спрацьовування системи захисту можна здійснити вручну, просто потягнувши за верхню частину важіля 2.

Схема розташування інерційного вантажу на валу турбіни наведена на рис. 4.7. Для встановлення балансу між відцентровою силою вантажу та протидіючою силою пружини, існує регульовальна гайка 4, яку можна використовувати для зміни заданої швидкості спрацьовування системи захисту.

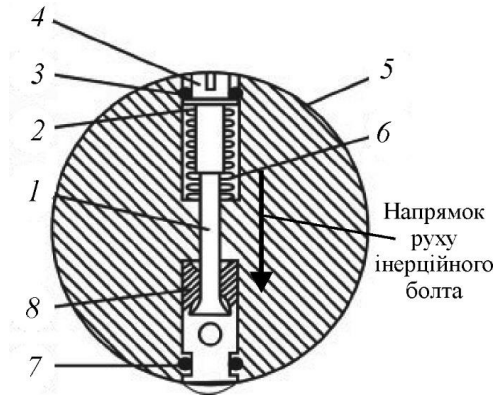


Рис. 4.7. Схема розташування інерційного вантажу:
 1 – інерційний вантаж (болт, штифт); 2 – шайба; 3 та 7 – U-подібні скоби блокування; 4 – регулювальна гайка; 5 – вал турбіни; 6 – пружина;
 8 – допоміжна вага

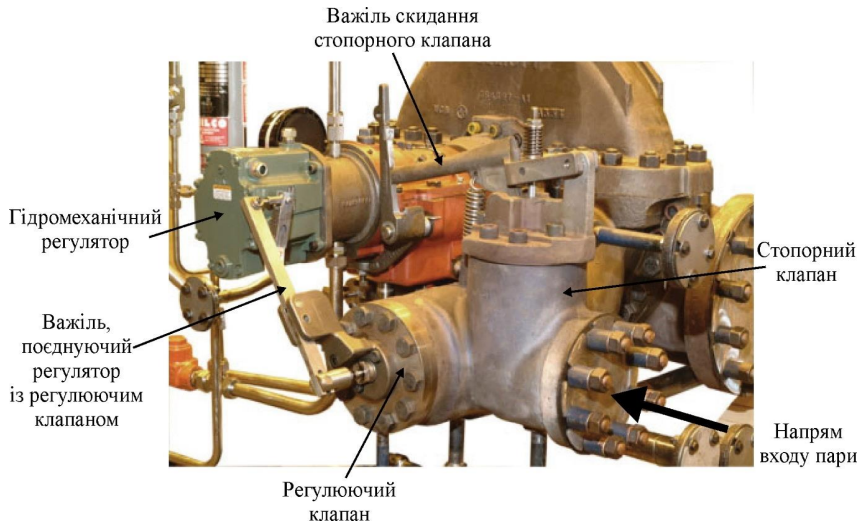


Рис. 4.8. Система регулювання швидкості та система захисту від перевищення швидкості турбін типу YR [14]

4.3. Система захисту від надмірного тиску

Корпус парової турбіни загального призначення не завжди розрахований на надмірний тиск пари на вході. Тому багато виробників установлюють зверху корпусу турбіни невеликий клапан, який називається **сигнальним попереджувальним** (*sentinel warning valve*) (рис. 4.9).

Основна функція цього клапана полягає в тому, щоб подавати звуковий сигнал та візуальний викид пари з метою попередити користувачів про те, що тиск усередині корпусу турбіни занадто високий і що необхідно швидко вжити коригувальних заходів. Слід пам'ятати, що сигнальний клапан занадто малий, щоб забезпечити достатнє скидання тиску в корпусі до безпечного рівня, якщо випусний паровий клапан закритий. Він призначений лише для попередження.

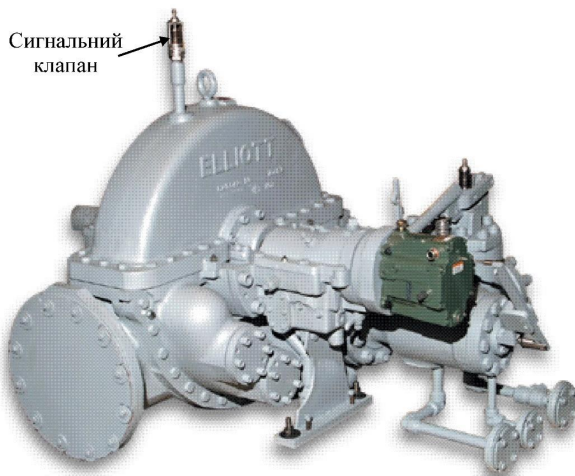


Рис. 4.9. Розташування сигнального клапана на корпусі турбіни типу YR компанії Ebara Elliott Energy [8]

Користувач повинен завжди відкривати випускний клапан на турбіні перед відкриттям впускного парового клапана. Якщо сигнальний клапан спрацьовує під час запуску, необхідно швидко вжити заходів, щоб перекрити потік пари та зупинити турбіну.

Деякі кінцеві користувачі вирішили видалити ці сигнальні клапани, тому зараз їх можна побачити не на всіх турбінах. Але незалежно від того, чи є сигнальний клапан чи ні, завжди перевіряйте наявність запобіжного клапана на повну витрату пари між випускним фланцем турбіни та першим запірним клапаном. Якщо встановлено такий клапан, то корпус турбіни буде належним чином захищений від будь-якої ситуації надмірного тиску.

КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ І ПИТАННЯ

1. Як система регулювання швидкості парової турбіни реагує на зменшення навантаження на неї?
2. Опишіть основний принцип роботи механічного регулятора та назвіть його головне обмеження.
3. У чому полягає ключова відмінність між гідромеханічним та механічним регулятором у способі керування регулюючим клапаном?
4. Поясніть роль інерційного болта (штифта) у спрацьовуванні системи захисту від перевищення швидкості.
5. Яке призначення сигнального попереджувального клапана, що встановлюється на корпусі турбіни?

5. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ПУСКУ ТА ЗУПИНКИ ТУРБІННИХ АГРЕГАТІВ

Завжди існує правильний і неправильний спосіб запуску машинного агрегата. Неправильний запуск може серйозно пошкодити кошовну техніку і навіть вивести її з ладу, тому правильність виконання операційних процедур є дуже важливою.

5.1. Ризики запуску парових турбін

Так само, як і під час пілотування літака, де злету та посадки є подіями з найвищим рівнем ризику, пуски та зупинки є періодами найбільшого ризику для парової турбіни.

Періоди високого ризику – це періоди, коли існує реальна ймовірність того, що може статися небажана подія. До таких, стосовно парових турбін, належать заброс конденсату, деформація корпусу, забруднення масла, нестача змащення, перевищення швидкості обертання ротора та ін. Розглянемо деякі потенційні проблеми, до яких ці події можуть призвести.

Заброс крапель конденсату в паровий тракт. Цей стан може значно скоротити термін придатності турбіни через високу ерозію компонентів парового тракту та зниження їхньої загальної ефективності.

Конденсатна пробка. Коли парова турбіна не працює, конденсат може накопичуватися у вхідному паропроводі або корпусі, якщо конденсатовідвідники не працюють або не встановлені належним чином. Будь-яка значна кількість конденсату, потрапляючи в парову турбіну, може вибити упорний

підшипник, подібно до удару кувалдою по ротору в осьовому напрямі.

Деформація корпусу. Надмірне навантаження на паропроводи або нерівномірний нагрів корпусу може призвести до їх деформації. Цей стан може спричинити численні проблеми, такі як висока вібрація, внутрішнє тертя, вихід з ладу підшипників, прискорений знос ущільнень та ін.

Зупинка через спрацювання системи захисту від перевищення швидкості через несправність регулятора. Будь-яка зупинка через перевищення швидкості може призвести до виходу з ладу ротора.

Нестача змащення. Проблеми зі змащенням призведуть до виходу з ладу підшипників, а в деяких випадках можуть призвести і до серйозних пошкоджень вала.

Забруднення масла. Вода або тверді речовини в маслі зазвичай призводять до передчасного виходу з ладу підшипників. У найгірших випадках може статися пошкодження вала і навіть усього ротора.

Парові турбіни «не люблять» нестабільних ситуацій, які піддають їх підвищеним напруженням, забросу конденсату та забрудненню. Вони «люблять» працювати за розрахункових температур, з чистим маслом та з постійною, безпечною швидкістю. Тому для максимального підвищення надійності роботи парових турбін треба уникати вказаних вище небажаних подій. Чим менше небажаних подій відбувається в турбіні, тим менше відмов, пов'язаних з цими подіями, ми можемо очікувати.

Загалом, для безпечного запуску парової турбіни необхідно:

1. Повністю прогріти корпус парової турбіни та пов'язані з ним паропроводи.
2. Переконатися, що весь конденсат злито з корпусу та впускного паропроводу.

3. Перевірити системи змащення та ущільнення.
4. Установити парову турбіну регулятором на мінімальну швидкість та утримувати цю швидкість, доки приводиме обладнання не буде готове до прийому навантаження.
5. Перевірити парову турбіну та допоміжні пристрої приводимого обладнання.
6. Як тільки все виглядає готовим, можна збільшувати швидкість обертання ротора.

5.2. Запуск відцентрових насосів та компресорів

Під час запуску або зупинки турбінного агрегата ми маємо враховувати необхідність забезпечення відповідних процедур не лише для турбіни, але й для приводимого нею обладнання.

Широко застосовувані у складі агрегатів з паровими турбінами загального призначення відцентрові насоси та компресори також можуть бути легко пошкоджені, якщо не вжити заходів для мінімізації виникнення небажаних ситуацій. До таких ситуацій, наприклад, відносяться кавітація, наднизька або занадто висока витрата рідини у насосах, а також зрив потоку газу або помпаж у компресорах.

Застереження щодо відцентрових насосів. Для надійної роботи відцентрових насосів їх слід експлуатувати лише заповненими рідиною, належним чином змащеними та близькими то точки їхньої найкращої ефективності (*best efficiency point*). Перед запуском зазвичай потрібно виконати такі основні кроки:

1. Повністю відкрити впускний та випускний клапани.
2. Провентилувати корпус насоса, щоб переконатися, що він повністю вільний від пари.
3. Переконатися, що рівень всмоктування достатній.

4. Переконатися, що рівень масла в підшипниках та/або його тиск достатні.

5. Переконатися, що ущільнення належним чином провентильовані та промиті.

6. Якщо протитиску на насосі недостатньо, можливо, доведеться частково прикрити випускний клапан насоса, щоб забезпечити його роботу близько до точки максимальної ефективності.

Застереження щодо відцентрових компресорів. Для надійної роботи відцентрових компресорів їх слід експлуатувати лише належним чином змащеними, уникаючи зриву потоку газу або помпажу. Перед запуском зазвичай необхідно виконати такі основні кроки:

1. Повністю відкрити впускний та випускний клапани.

2. Переконатися, що корпус компресора не містить рідини.

3. Переконатися, що у всмоктувальному резервуарі компресора немає рідини або вона на занадто низькому рівні, щоб потрапляти в процесі роботи у компресор.

4. Переконатися, що система захисту від помпажу повністю справна.

5. Переконатися, що рівень масла в підшипниках та/або його тиск достатні.

6. Переконатися, що система ущільнень працює.

7. Якщо на компресорі недостатньо протитиску, можливо, доведеться частково перекрити випускний клапан компресора, щоб запобігти перевищенню витраті й виходу робочої точки за межі правого краю кривої продуктивності.

5.3. Перевірка системи захисту від перевищення швидкості

Перевірка й налаштування системи захисту від перевищення швидкості є процедурою високого ризику і відповідальності за своєю суттю. Будь-яка помилка в регулюванні швидкості турбіни може призвести до серйозної механічної поломки або травмування обслуговуючого персоналу¹⁰.

Усі користувачі повинні дотримуватися конкретних рекомендацій виробника парової турбіни щодо перевірки цієї системи захисту. Наведену нижче процедуру слід розглядати як додаткові рекомендації щодо безпеки, які можна додати до процедури, що рекомендована виробником.

Попередньо розглянемо деякі необхідні визначення.

Максимальна допустима швидкість турбіни (об/хв) – найвища швидкість, за якої конструкція виробника дозволяє роботу. Це обмеження швидкості, установлене виробником. (Можна вважати її межею механічних властивостей турбіни).

Максимальна безперервна швидкість турбіни (об/хв) – швидкість, що дорівнює щонайменше 105 % від найвищої швидкості, необхідної для будь-якої із заданих робочих умов. Це найвища швидкість для безперервної роботи, яка задовольняє технологічним умовам приводимого обладнання.

¹⁰ Відмова системи захисту від перевищення швидкості може призвести до однієї з найстрашніших аварій, що трапляються в промисловості. Наслідки такої відмови завжди дуже дорогі та можуть бути смертельними для персоналу, який знаходиться в зоні пошкодження. Якщо швидкість обертання турбіни перевищує безпечні експлуатаційні межі, вал турбіни, диски та робочі лопатки можуть бути розірвані відцентровою силою. У найгірших випадках, які мали місце в промисловості, деталі, що розпадалися, проникали в корпус турбіни та викидали шматки металу з високою швидкістю в усіх напрямках.

Швидкість спрацьовування (об/хв) – швидкість, за якої спрацьовує незалежний пристрій захисту від перевищення швидкості, щоб зупинити турбіну.

Стопорно-дросельний клапан (Trip & Throttle valve; T&T valve) – клапан, який не тільки зупиняє потік пари, але й забезпечує його дроселювання для ручного керування та регулювання швидкості парової турбіни.

Стопорний клапан – клапан, який зупиняє потік пари. Цей клапан або відкритий, або закритий. Він не здійснює дроселювання пари.

Єдиний спосіб перевірити систему захисту від перевищення швидкості – це провести функціональне випробування, фактично розігнавши парову турбіну до швидкості відключення, щоб підтвердити, що дана система дійсно зупинить ротор, якщо буде досягнута швидкість відключення, незалежно від обставин.

5.3.1. Попередні приготування до перевірки

1. Переконайтеся, що зона навколо турбіни та вимикаючого клапана вільна від перешкод та доступна для проведення випробувань.

2. У зоні навколо турбіни та вимикаючих клапанів повинен знаходитися лише персонал, який бере участь у випробуваннях. Якщо можливо, персонал під час випробування повинен стояти з боку регулятора швидкості. Не можна знаходитися поряд з вихідним валом турбіни.

3. За жодних обставин швидкість ротора не повинна перевищити максимальну допустиму швидкість. Якщо це станеться, негайно зупиніть турбіну та проведіть внутрішній огляд ротора на наявність можливих пошкоджень.

4. Необхідно використовувати щонайменше два незалежні індикатори швидкості та перевірити їх, щоб

переконатися, що вони показують однакову швидкість обертання. Це необхідно зробити, коли турбіна працює на низьких швидкостях, перш ніж розпочати випробування. Якщо індикатори швидкості показують різні оберти за хвилину, негайно зупиніть випробування та усуньте цю розбіжність. Не продовжуйте випробування, доки обидва індикатори швидкості не показуватимуть однакову швидкість.

5. Перевірте, що всі учасники знають швидкість спрацьовування та максимальну допустиму швидкість, зазначену виробником.

6. Усі учасники повинні знати:

- що станеться, якщо система захисту не спрацює;
- які дії зробить кожна людина, щоб зупинити вхід пари в турбіну, якщо випробування буде перерване;
- як і ким буде відключено турбіну.

7. Переконайтеся, що приводиме обладнання від'єднане від парової турбіни.

8. Переконайтеся, що регулятор швидкості може досягти швидкості спрацьовування. Якщо він не може досягти цієї швидкості, тоді його необхідно потрібним чином переналаштувати.

9. Важливо розуміти, що випробування системи захисту при від'єданому приводимому обладнанні потребує приблизно від 1 до 5 % доступної потужності турбіни. Тому дуже невеликі зміни у впускному паровому клапані можуть спричинити дуже значні зміни швидкості. Через це будь-яке збільшення витрати пари має виконуватися дуже повільно, спостерігаючи за зміною обертів. Випробування при від'єданому приводимому обладнанні за своєю суттю є процедурою з найвищим рівнем ризику та заслуговує на пильну увагу всіх учасників.

5.3.2. Перевірка системи захисту при від'єднаному приводимому обладнанні

Схема розташування клапанів парової турбіни, пов'язаних з роботою системи захисту, наведена на рис. 5.1.

1. Ніколи не втрачайте контроль над швидкістю турбіни під час будь-якої частини цього випробування. Завжди контролюйте вхід пари до турбіни.

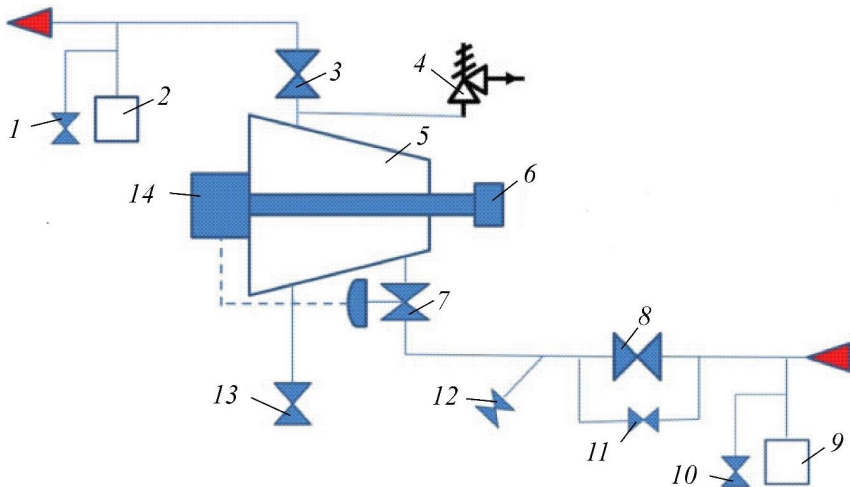


Рис. 5.1. Схема трубопроводів парової турбіни [10]:

1 та 10 – дренажні клапани; 2 та 9 – конденсатовідвідники; 3 – випускний запірний клапан; 4 – запобіжний клапан на повну витрату пари; 5 – парова турбіна; 6 – муфта під'єднання приводимого обладнання; 7 – стопорний клапан; 8 – вхідний запірний клапан; 11 – байпасний клапан; 12 – Y-подібний фільтр (стрейнер) з дренажним клапаном; 13 – дренажний клапан корпусу турбіни; 14 – регулятор швидкості

2. Переконайтеся, що стопорний клапан швидко закривається і не зависає під час активації. Поки ротор турбіни не обертається, а вхідні парові клапани закриті, уручну приведіть цей клапан до стану готовності, піднявши важіль

скидання 6 (рис. 3.6) угору, доки він не буде спиратися на важіль системи захисту 2. Потім уручну активуйте стопорний клапан, потягнувши за важіль 2, доки важіль скидання 6 не зісковзне з нього і під дією пружини 5 не закриє клапан. Клапан повинен закриватися швидко (менше 1,0 секунди) і без будь-яких зависань під час закриття. Якщо ви бачите, що клапан закривається, це означає, що він закривається занадто повільно. Відремонтуйте його, перш ніж продовжувати випробування.

3. Тепер переконайтеся, що обидва індикатори швидкості підключені та є повністю незалежними. Індикатор швидкості може бути цифровим тахометром, фототахометром або магнітним датчиком швидкості. Головне, щоб обидва індикатори показували однакову кількість обертів за хвилину.

4. Зменште мінімальну швидкість регулятора на кілька сотень обертів за хвилину. Це дасть вам певний запас, оскільки на турбіні не буде навантаження від приводимого обладнання, а невеликі зміни положення парового клапана призводять до значних змін швидкості. Для гідромеханічних регуляторів для цього вам буде потрібно повернути гвинт регулювання швидкості на задній панелі регулятора.

5. Переконайтеся, що пара є сухою перед вхідним фланцем турбіни. Це може вимагати відкриття дренажного клапана 10 вхідного колектора, щоб пара могла виходити. Цей клапан потім потрібно закрити.

6. Переконайтеся, що всі рідини злиті з корпусу турбіни. Відкрийте дренажні клапани 12 та 13 для підтвердження. Потім закрийте.

7. Відкрийте дренажний клапан 1, переконайтеся, що рідини злиті, потім закрийте його. Переконайтеся, що випускний клапан 3 повністю відкритий.

8. Тепер відкрийте стопорний клапан 7, зафіксувавши важіль скидання на лезі важіля системи захисту. Повільно відкрийте байпасний клапан 11, щоб випустити суху пару в турбіну та дозволити турбіні почати обертатися. Після того, як турбіна почне обертатися, припиніть відкриття байпасного клапана та перевірте, чи індикатори швидкості узгоджуються. Якщо вони узгоджуються, повільно знову відкривайте байпасний клапан, доки турбіна не почне працювати на новій нижчій мінімальній швидкості регулятора. Продовжуйте відкривати байпасний клапан з кроком у $\frac{1}{4}$ оберту до повного випуску, постійно контролюючи швидкість турбіни. Дуже важливо повільно змінювати положення клапана та підтверджувати швидкість з кожним рухом. Коли регулюючий клапан контролює швидкість, подальше відкриття байпасного клапана 11 не буде збільшувати швидкість.

9. Тепер, коли байпасний клапан повністю відкритий, а регулятор контролює швидкість, повільно збільшуйте швидкість турбіни, регулюючи налаштування швидкості регулятора. На гідромеханічних регуляторах це буде гвинт на кінці регулятора. За кожного збільшення швидкості перевіряйте узгодження індикаторів швидкості.

10. Повільно збільшуйте швидкість турбіни, доки не буде досягнуто швидкості спрацьовування. За жодних обставин не допускайте, щоб швидкість обертання перевищувала максимальну допустиму швидкість. Якщо турбіна не спрацьовує до досягнення цієї швидкості, уручну вимкніть турбіну та дайте їй повністю зупинитися. Потім відрегулюйте механізм спрацьовування відповідно до рекомендацій виробника.

11. Задokumentуйте швидкість обертання, на якій спрацювала система захисту.

12. Закрийте байпасний клапан 11, щоб зник тиск пари на стопорному клапані.

13. Поверніть гвинт регулювання регулятора швидкості назад у нове нижче значення швидкості.

14. Підніміть важіль скидання стопорного клапана й обіпріть його на важіль системи захисту.

15. Тепер повторіть ці кроки з п. 4 по п. 12 тричі, записуючи швидкість спрацьовування для кожного випробування системи захисту.

16. Після трьох успішних випробувань ви можете під'єднати приводиме обладнання. Після повернення агрегата в експлуатацію вам потрібно підтвердити правильність налаштування регулятора швидкості, коли приводиме обладнання набере повне навантаження. Найімовірніше, для цього знадобиться деяке регулювання.

КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ І ПИТАННЯ

1. Назвіть три потенційні проблеми, до яких може призвести деформація корпусу турбіни.

2. Які три основні загальні кроки необхідно виконати для безпечного запуску парової турбіни?

3. Яка головна загроза для відцентрових компресорів під час експлуатації та яка система має бути справною для її запобігання?

4. Поясніть різницю між «максимальною допустимою швидкістю» та «швидкістю спрацьовування» турбіни.

5. Чому приводиме обладнання має бути від'єднане від парової турбіни під час перевірки системи захисту від перевищення швидкості?

6. ПУСК АГРЕГАТИВ З ПАРОТУРБІННИМ ПРИВОДОМ

Пуск парової турбіни, з'єднаної з відцентровим насосом або компресором (рис. 6.1), є достатньо складною процедурою. Цей пуск містить контроль енергії пари, теплової енергії, енергії перекачуваної речовини та енергії обертання в певних заданих межах протягом певної послідовності подій, щоб обмежити ризик витоку речовин або механічних поломок.

Якщо потоки на приводимому обладнанні не контролюються належним чином, може виникнути безліч проблем. Наприклад, значний неконтрольований потік рідини через насос може призвести до кавітації та неможливості досягнення номінальної швидкості. Навпаки, низький потік газу на відцентровому компресорі може призвести до помпажу.

Успішне виконання запуску паротурбінного агрегата вимагає від оператора знання:

- розташування трубопроводів парової турбіни;
- особливостей конструкції турбіни;
- розташування трубопроводів, властивостей речовини, умов подачі та вимог до технологічного процесу приводимого обладнання;
- системи керування приводимим обладнанням (регулювання потоку, байпасування, контроль помпажу та ін.).

Пуск слід розглядати як скоординований процес, що вимагає кількох кроків для введення насоса або компресора в експлуатацію за бажаних умов.

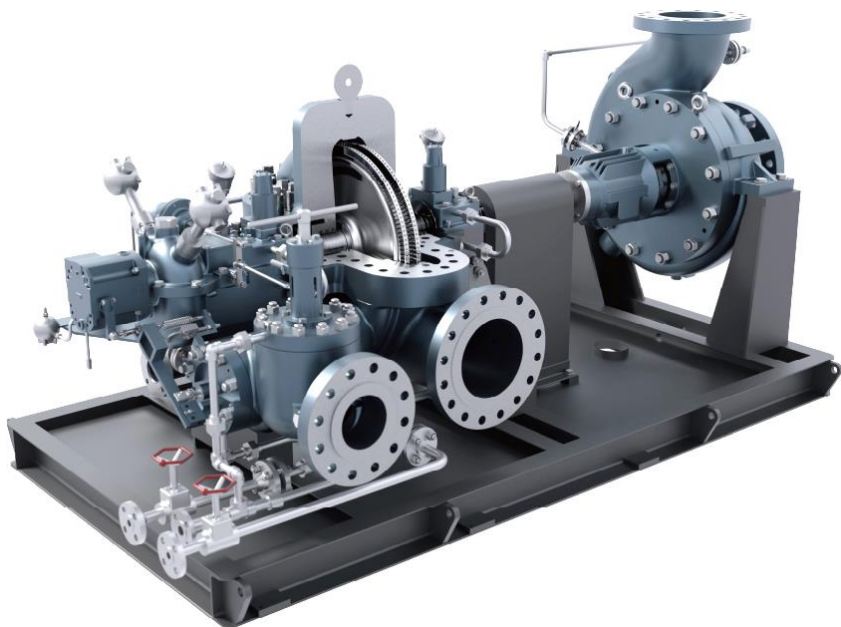


Рис. 6.1. Паротурбінний агрегат з відцентровим насосом

Наведені нижче процедури запуску паротурбінного агрегата з відцентровим насосом або компресором є методами, що характеризуються найнижчими рівнями ризику. Недотримання рекомендованих процедур запуску може призвести до аномальних механічних напружень, температур та вібрації, які можуть зі свого боку спричинити передчасні виходи обладнання з ладу. Ці процедури слід доповнювати рекомендаціями виробника та власним досвідом експлуатації подібних агрегатів.

6.1. Пуск агрегата з відцентровим насосом

Схема розташування клапанів та трубопроводів паротурбінного агрегата з відцентровим насосом наведена на рис. 6.2.

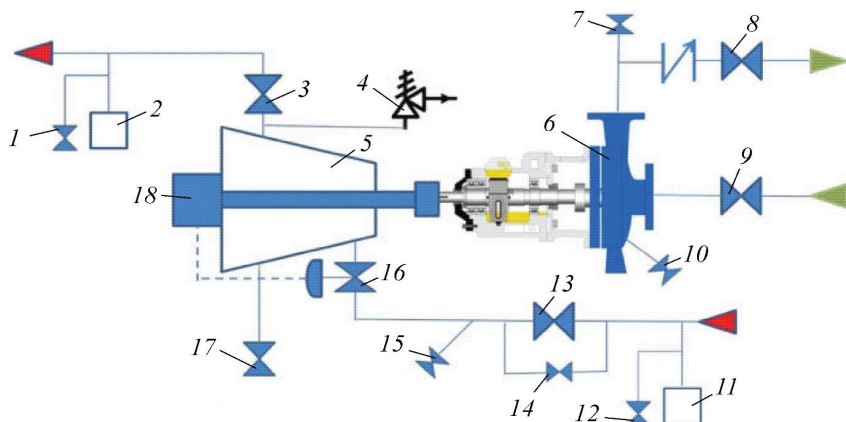


Рис. 6.2. Схема розташування клапанів та трубопроводів для агрегата з відцентровим насосом [10]:

- 1 та 12 – дренажні клапани; 2 та 11 – конденсатовідвідники;
 3 – випускний запірний клапан; 4 – запобіжний клапан на повну витрату пари; 5 – парова турбіна; 6 – відцентровий насос; 7 – вентиляційний клапан; 8 – нагнітальний клапан; 9 – всмоктувальний клапан;
 10 – дренажний клапан насоса; 13 – впускний запірний клапан;
 14 – байпасний клапан; 15 – Y-подібний фільтр (стрейнер) з дренажним клапаном; 16 – стопорний клапан; 17 – дренажний клапан корпусу турбіни; 18 – регулятор швидкості

1. Поясніть усім учасникам їх функції в процесі запуску.
2. Перед запуском усуньте будь-які перешкоди, об які можна «спіткнутися», або інші проблеми безпеки з місця розташування. Переконайтеся, що персонал у зоні роботи знає, що турбіна запускатиметься.

3. Запустіть систему змащення. Пам'ятайте, що малі турбіни загального призначення, що приводять у дію відцентрові насоси, можуть мати систему змащення в масляній ванні, тому переконайтеся, що в оглядовому склі є масло або що рівень масла в резервуарі оглядового скла для насоса та турбіни відповідає вимогам. Переконайтеся, що система охолодження масла працює належним чином, якщо вона передбачена. Якщо насос має корпуси або підшипники з водяним охолодженням, переконайтеся, що охолоджувальна рідина тече нормально.

4. Переконайтеся, що впускні, випускні та дренажні клапани всі закриті. Забезпечення цього є першим кроком кожного запуску; усі клапани турбіни повинні бути закриті.

5. Потягнувши за важіль системи захисту від перевищення швидкості, уручну здійсніть закриття стопорного клапана, щоб переконатися, що він закриє вхід пари в турбіну, якщо це потрібно. Стопорний клапан повинен закриватися плавно та дуже швидко (зазвичай менш ніж за 1 секунду). Якщо він не закривається належним чином, відремонтуйте його, перш ніж продовжувати. Украй важливо переконатися, що система захисту справна, перш ніж впускати пару в турбіну. Після підтвердження того, що система захисту справна та працює правильно, відкрийте стопорний клапан 16.

6. Перш ніж розпочати налаштування насоса, спочатку перевірте правильний рівень рідини в резервуарі подачі, баку або піддоні. Переконайтеся, що система механічного ущільнення насоса справна. Існує багато різних способів ущільнення, тому заздалегідь переконайтеся, що ви знаєте конструкцію насоса, який запускаєте. Якщо система ущільнення має водяний охолоджувач, переконайтеся, що він справний. Якщо система ущільнення використовує потік з нагнітання насоса, переконайтеся, що всі клапани в цій лінії відкриті.

7. Відкрийте вентиляційний клапан 7.

8. Потім відкрийте всмоктувальний клапан відцентрового насоса 9.

9. Як тільки всмоктувальний клапан буде відкрито і з вентиляційного клапана почне виходити безперервний потік рідини, потрібно закрити вентиляційний клапан ⁷¹.

10. Переконайтеся, що немає витоків з області механічного ущільнення, тепер, коли на механічних ущільненнях є тиск всмоктування.

11. Відкрийте дренажний клапан 17, щоб злити з корпусу турбіни конденсат.

12. Частково відкрийте дренажний клапан 12. Почне надходити пара в колектор і прогріє вхідну систему до місця дренажу. Коли цей клапан частково відкритий, пара та конденсат виходитимуть через цей клапан з парового колектора. Важливо дати конденсату пари повністю стекти, перш ніж переходити до наступного кроку. Закрити клапан 12 можна тоді, коли ви більше не бачите конденсату, що виходить з клапана, а бачите лише суху пару, що виходить з нього. Переконайтеся, що клапан 12 закритий.

13. Частково відкрийте дренажний клапан відпрацьованої пари 1. Після того, як конденсат більше не буде виходити через клапан 1 із системи, закрийте цей клапан.

14. Переконайтеся, що дренажний клапан 17 частково відкритий.

15. Частково відкрийте дренажний клапан 15.

16. Повільно починайте відкривати випускний запірний клапан 3, доки ви не побачите пару, що витікає з дренажних клапанів корпусу 15 та 17. Це є ознакою того, що пара

⁷¹ Якщо дана рідина є небезпечною, вентиляційний клапан повинен зливати її в закриту систему з оглядовим склом, інакше вам може знадобитися тримати вентиляційний клапан відкритим протягом кількох хвилин після відкриття всмоктувального клапана, перш ніж закривати його, щоб переконатися, що корпус насоса не містить пари.

з випускного паропроводу (з протитиском) заповнює корпус турбіни і виходить через ці клапани.

17. Як тільки ви побачите, що з дренажних клапанів 15 та 17 виходить суха пара, треба ці клапани зачинити.

18. Тепер повністю відкрийте випускний запірний клапан 3. Важливо, щоб цей клапан був повністю відкритий, перш ніж переходити до наступного кроку. Цей крок є критично важливим перед відкриттям будь-яких випускних клапанів, оскільки розрахунковий тиск у корпусі турбіни визначається тиском на лінії випуску. Запобіжний клапан на повну витрату пари 4 встановлено для запобігання випадковому перевантаженню корпусу турбіни під час запуску та зупинки. Слід переконатися, що запобіжний клапан 4 встановлено. Ніколи не відкривайте випускний паровий клапан, доки випускний клапан не буде повністю відкритий. Якщо з якоїсь причини сигнальний попереджувальний клапан випускає пару, це означає, що ви в чомусь помилилися, і вам необхідно негайно зупинити подачу пари до турбіни. Слід зазначити, що деякі користувачі вирішують не встановлювати сигнальні клапани, тому будьте ознайомлені із системою захисту від надмірного тиску вашої конкретної турбіни, перш ніж починати процедуру запуску.

19. Частково відкрийте нагнітальний клапан насоса 8. Відкрийте його приблизно на $\frac{1}{4}$ та перевірте, чи обертаються насос і турбіна назад. Якщо вони обертаються назад, то зворотний клапан протікає і його слід відремонтувати. Якщо вал не обертається назад, продовжуйте повністю відкривати нагнітальний клапан 8¹².

¹² Якщо спочатку в нагнітальному колекторі насоса немає надмірного тиску або цей тиск низький, вам потрібно буде тримати нагнітальний клапан насоса відкритим на $\frac{1}{4}$, щоб уникнути стану, який називається биттям. Биття – це стан, коли насос працює на кінці своєї робочої кривої через низький або відсутній протитиск, що призводить до максимальної споживаної потужності. У міру зростання тиску в нагнітальному трубопроводі ви можете поступово відкривати нагнітальний клапан насоса, доки він повністю не відкриється.

20. Тепер випускний клапан 3 повністю відкритий, усі дренажні клапани закриті, стопорний та регулюючий клапани повністю відкриті, вентиляційний клапан насоса закритий, всмоктувальний та нагнітальний клапани насоса відкриті. Настав час повільно відкрити головний впускний запірний клапан 13¹³. Украй важливо повільно відкривати цей клапан; не більше ніж на ½ оберту за раз. Продовжуйте відкривати клапан з кроком у ½ оберту, доки не побачите, що турбіна почала обертатися. Як тільки ротор почне обертатися, відкривайте впускний клапан з кроком в ¼ оберту та постійно контролюйте швидкість турбіни. Продовжуйте відкривати з кроком в ¼ оберту, доки регулятор не візьме під контроль швидкість турбіни. Ви дізнаєтесь, що регулятор контролює швидкість, коли буде досягнуто робочої швидкості, а подальше відкриття впускного клапана 13 не призведе до збільшення швидкості обертання. Для більших за розміром парових турбін вам може знадобитися утримувати низьку швидкість обертання, як зазначено в п. 21.

21. Додаткові примітки щодо запуску:

- для значних за розміром турбін (потужністю понад 3000 к.с.) зазвичай потрібно повільно розкручувати ротор від 500 до 1000 об/хв, доки температура корпусу та ротора не стабілізується, перш ніж намагатися досягти повної робочої швидкості; точні проміжні швидкості цього розгону залежать від критичних швидкостей ротора турбіни;
- ніколи не працюйте поблизу відомих критичних швидкостей обертання протягом будь-якого тривалого часу;
- на невеликих турбінах, які керуються типовими гідромеханічними регуляторами типу TG, швидкість можна виводити на робоче значення безпосередньо.

¹³ Перед відкриттям головного впускного парового клапана зверніться до наведених нижче «додаткових приміток щодо запуску», щоб дізнатися, чи можуть знадобитися додаткові запобіжні заходи.

22. Після того, як регулятор швидкості візьме під контроль швидкість турбіни, ви готові повністю відкрити впускний запірний клапан 13. Продовжуйте відкривати цей клапан з кроком в $\frac{1}{2}$ оберту та переконайтеся, що швидкість турбіни не збільшується, доки клапан не буде повністю відкрито.

23. Переконайтеся, що швидкість насоса стабільна, тиск нагнітання правильний, ущільнення не протікають, а рівень масла в нормі. Запишіть будь-які аномальні вібрації, шуми або надмірні витоки пари, перш ніж залишити робочу зону.

24. Повідомте весь персонал, що насос і турбіна тепер працюють.

6.2. Пуск агрегата з відцентровим компресором

Схема розташування клапанів та трубопроводів паротурбінного агрегата з відцентровим компресором наведена на рис. 6.3.

1. Поспілкуйтеся з усіма залученими працівниками та обговоріть їхню роль під час запуску.

2. Перед запуском усуньте будь-які перешкоди або інші проблеми безпеки з місця проведення робіт. Переконайтеся, що персонал у зоні роботи знає, що турбіна та компресор запускатимуться.

3. Запустіть систему змащення. Пам'ятайте, що малі турбіни загального призначення, що приводять у дію відцентрові компресори, можуть мати систему змащення в масляній ванні, тому переконайтеся, що в оглядовому склі є масло або що рівень масла в резервуарі оглядового скла для компресора та турбіни відповідає вимогам. Переконайтеся, що система охолодження масла працює належним чином.

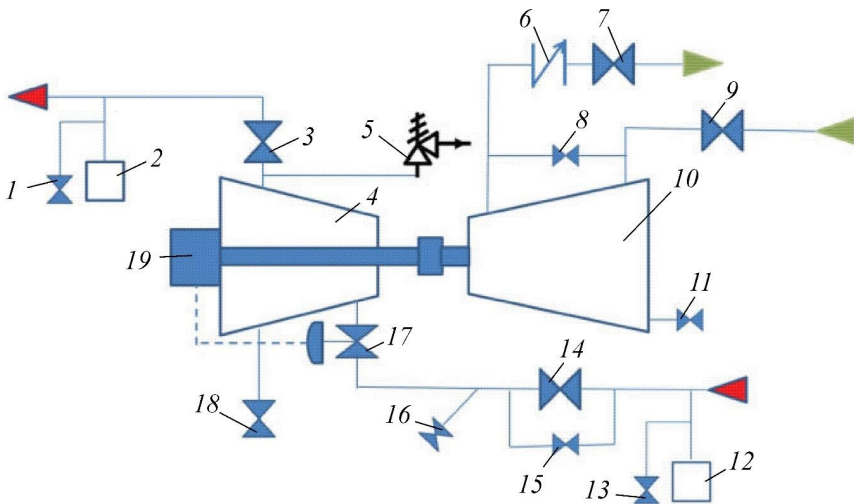


Рис. 6.3. Схема розташування клапанів та трубопроводів для агрегата з відцентровим компресором [10]:

1 та 13 – дренажні клапани; 2 та 12 – конденсатовідвідники; 3 – випускний запірний клапан; 4 – парова турбіна; 5 – запобіжний клапан на повну витрату пари; 6 – зворотний клапан; 7 – нагнітальний клапан; 8 – антипомпажний клапан; 9 – всмоктувальний клапан; 10 – компресор; 11 – дренажний клапан компресора; 14 – впускний запірний клапан; 15 – байпасний клапан; 16 – Y-подібний фільтр (стрейнер) з дренажним клапаном; 17 – стопорний клапан; 18 – дренажний клапан корпусу турбіни; 19 – регулятор швидкості

4. Переконайтеся, що впускні, випускні та дренажні клапани парової турбіни всі закриті. Забезпечення цього є відправною точкою кожного запуску; усі клапани турбіни повинні бути закриті.

5. Потягнувши за важіль системи захисту від перевищення швидкості, уручну здійсніть закриття стопорного клапана, щоб переконатися, що він закриє вхід пари в турбіну, якщо це потрібно. Стопорний клапан повинен закриватися плавно та дуже швидко (зазвичай менш ніж за

1 секунду). Якщо він не закривається належним чином, відремонтуйте його, перш ніж продовжувати. Украв важливо переконаватися, що система захисту справна, перш ніж випустити пару в турбіну. Після підтвердження того, що система захисту справна та працює правильно, відкрийте стопорний клапан 17.

6. Відкрийте дренажний клапан корпусу компресора 11. Це дренує з корпусу будь-яку рідину, що могла конденсуватися та накопичитися в ньому під час зупинки. Після зливу рідини з корпусу закрийте дренажний клапан 11. Необхідно переконаватися (через оглядове скло в системі зливу), що в корпусі компресора немає рідини, оскільки її присутність може спричинити серйозні пошкодження компресора та його ущільнень. Якщо технологічна речовина компресора є небезпечною, то ця система зливу повинна бути закритою.

7. Існує багато різних схем ущільнень компресорів, тому попередньо переконайтеся, що ви знаєте конструкцію того компресора, який запускаєте. Якщо система ущільнення має охолоджувач, переконайтеся, що він працює. Також переконайтеся, що механічне ущільнення або сухе газове ущільнення має правильне налаштування для запуску компресора. Усі клапани, фільтри та охолоджувачі повинні бути правильно налаштовані та готові до роботи.

8. Відкрийте всмоктувальний клапан відцентрового компресора 9.

9. Тепер, коли у вас є тиск всмоктування, переконайтеся, що немає витоків з області механічного або сухого газового ущільнення. Для сухих газових ущільнень перевірте первинну швидкість витoku або тиск, щоб підтвердити, що ущільнення працює належним чином.

10. Переконайтеся, що антипомпажний клапан 8 повністю відкритий. Цей клапан має бути відкритий, щоб забезпечити

перекидання газу з лінії нагнітання компресора назад до лінії всмоктування та запобігти помпажу під час запуску. Як тільки компресор досягне потрібної швидкості обертання, цей клапан повільно закриється, щоб проштовхнути газ через нагнітальний клапан 7. Більшість відцентрових компресорів мають спеціальну програму або систему керування, яка керує цим антипомпажним клапаном; тому оператору не потрібно вручну відкривати або закривати його. Однак оператор повинен розуміти, у якому положенні має знаходитися клапан у процесі запуску компресора.

11. Відкрийте дренажний клапан 18, щоб злити з корпусу турбіни конденсат.

12. Частково відкрийте дренажний клапан 13. Почне надходити пара в колектор і прогріє впускну систему до місця дренажу. Коли цей клапан відкритий, пара та конденсат виходитимуть через цей клапан з парового колектора. Важливо дати конденсату пари повністю злитися, перш ніж переходити до наступного кроку. Закрити клапан 13 можна тоді, коли ви більше не бачите конденсату, що виходить з клапана, а бачите лише суху пару, що виходить з нього. Переконайтеся, що дренажний клапан 13 закритий.

13. Частково відкрийте дренажний клапан відпрацьованої пари 1. Після того, як конденсат більше не буде виходити через клапан 1 із системи, закрийте цей клапан.

14. Переконайтеся, що дренажний клапан корпусу турбіни 18 частково відкритий.

15. Частково відкрийте дренажний клапан 16.

16. Повільно починайте відкривати випускний запірний клапан 3, доки не побачити пару, що витікає з дренажних клапанів корпусу 16 та 18. Це є ознакою того, що пара з випускного паропроводу (з протитиском) заповнює корпус турбіни і виходить через ці клапани.

17. Як тільки ви побачите, що з дренажних клапанів 16 та 18 виходить суха пара, треба ці клапани закрити.

18. Тепер повністю відкрийте випускний запірний клапан 3. Важливо, щоб цей клапан був повністю відкритий, перш ніж переходити до наступного кроку. Цей крок є критично важливим перед відкриттям будь-яких впускних клапанів, оскільки розрахунковий тиск у корпусі турбіни визначається тиском на лінії випуску. Запобіжний клапан на повну витрату пари 5 встановлено для запобігання випадковому перевантаженню корпусу турбіни під час пусків та зупинок. Ніколи не відкривайте впускний паровий клапан, доки випускний клапан не буде повністю відкритий. Якщо під час запуску сигнальний попереджувальний клапан почне випускати пару, це означає, що ви помилилися і вам необхідно негайно зупинити подачу пари до турбіни. Слід зазначити, що деякі користувачі вирішують не встановлювати сигнальні клапани, тому будьте ознайомлені із системою захисту від надмірного тиску вашої конкретної турбіни, перш ніж починати процедуру запуску.

19. Тепер випускний клапан 3 повністю відкритий, усі дренажні клапани закриті, стопорний та регулюючий клапани повністю відкриті, всмоктувальний клапан компресора та антипомпажний клапан повністю відкриті. Настав час повільно відкрити головний впускний запірний клапан 14¹⁴. Украв важливо повільно відкривати цей клапан, не більше ніж на $\frac{1}{2}$ оберту за раз. Продовжуйте відкривати клапан з кроком в $\frac{1}{2}$ оберту, доки не побачите, що турбіна почала обертатися. Як тільки ротор почне обертатися, відкривайте впускний клапан з кроком в $\frac{1}{4}$ оберту за раз та постійно перевіряйте швидкість турбіни. Продовжуйте відкривати з кроком

¹⁴ Перед відкриттям головного впускного парового клапана зверніться до наведених нижче «додаткових приміток щодо запуску», щоб дізнатися, чи можуть знадобитися додаткові запобіжні заходи.

в $\frac{1}{4}$ оберту, доки регулятор не візьме під контроль швидкість турбіни. Ви дізнаєтесь, що регулятор контролює швидкість, коли буде досягнуто робочої швидкості й подальше відкриття впускного клапана 14 не призведе до збільшення швидкості обертання.

20. Додаткові примітки щодо запуску:

- для значних за розміром турбін (потужністю понад 3000 к.с.) зазвичай потрібно повільно розкручувати ротор від 500 до 1000 об/хв, доки температура корпусу та ротора не стабілізується, перш ніж намагатися досягти повної робочої швидкості; точні проміжні швидкості цього розгону залежать від критичних швидкостей ротора турбіни;

- ніколи не працюйте поблизу відомих критичних швидкостей обертання протягом будь-якого тривалого часу;

- на невеликих турбінах, які керуються типовими гідромеханічними регуляторами типу TG, швидкість буде безпосередньо виводитися на повне значення; ці регулятори встановлюються на заводі та можуть бути регульовані в польових умовах за допомогою гвинта швидкості на регуляторі;

- під час повільного набору обертів компресор матиме повністю відкритий антипомпажний клапан, і газ буде рециркулювати з лінії нагнітання назад до лінії всмоктування компресора (тобто газ буде рухатися по колу).

21. Після того, як регулятор візьме під контроль швидкість турбіни, ви готові повністю відкрити впускний запірний клапан 14. Продовжуйте відкривати цей клапан з кроком в $\frac{1}{2}$ оберту та переконайтеся, що швидкість турбіни не збільшується, доки клапан не відкриється повністю.

22. Тепер, коли турбіна досягла повної швидкості, а впускний паровий клапан 14 повністю відкритий, настав час відкрити випускний клапан компресора 7. Почніть повільно відкривати цей клапан з кроком в $\frac{1}{2}$ оберту, щоб

переконатися, що тиск нагнітання компресора не змінюється під час відкриття клапана. Якщо тиск нагнітання раптово змінюється, то зворотний клапан 6 протікає та потребує ремонту. Продовжуйте відкривати випускний клапан, доки він повністю не відкриється. Тепер, коли всмоктувальний клапан 9, антипомпажний клапан 8 та випускний клапан 7 повністю відкриті, а компресор працює на повній робочій швидкості, настав час повільно закрити антипомпажний клапан. Закриття цього клапана збільшить тиск нагнітання компресора. У міру зростання тиску нагнітання настане момент, коли тиск перед зворотним клапаном 6 буде вищим, ніж тиск після зворотного клапана. Коли тиск нагнітання компресора перевищить тиск після зворотного клапана, зворотний клапан відкриється і технологічний газ почне надходити споживачу. Після відкриття зворотного клапана антипомпажний клапан продовжуватиме закриватися, доки весь потік газу не пройде через лінію нагнітання споживачу. Слід зазначити, що більшість систем керування антипомпажними клапанами не дозволять клапану 8 повністю закритися, якщо його закриття призведе до помпажу компресора.

23. Переконайтеся, що тиск нагнітання відцентрового компресора правильний, що немає витоків через ущільнення та що рівень масла в нормі. Перш ніж залишити робочу зону, зверніть увагу на будь-які аномальні вібрації, шуми або надмірні витоки пари.

24. Повідомте весь персонал, що компресор і турбіна тепер працюють.

КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ І ПИТАННЯ

1. Яку роль виконує стопорний клапан і як перевіряється його справність перед пуском турбіни?
2. Що таке «биття» насоса та як його уникнути під час пуску, коли у нагнітальному колекторі низький тиск?
3. Чому критично важливо повністю відкрити випускний запірний клапан турбіни перед тим, як подавати до неї пару?
4. Яке призначення антипомпажного клапана під час запуску агрегата з відцентровим компресором?
5. Опишіть процес зливу конденсату з парової системи турбіни перед її запуском.

7. ЗУПИНКА АГРЕГАТІВ З ПАРОТУРБІННИМ ПРИВОДОМ

Зупинка парової турбіни, яка приводить у рух відцентровий насос або компресор, на перший погляд здається безпечною справою. Однак під час зупинок існують певні ризики, які треба враховувати. Наприклад, занадто швидке зниження навантаження на насос або компресор може призвести до перевищення швидкості обертання ротора турбіни та, можливо, спричинити спрацювання системи захисту. Ніколи не думайте про стопорний клапан як про пристрій керування; це останній рівень захисту турбіни.

Під час проведення зупинки слід урахувати ризик занадто тривалої роботи турбіни та приводимої машини в небажаних умовах, ризик перегріву підшипників через занадто раннє вимкнення охолодження або ризик занадто раннього перекидання паровипуску.

Оператор повинен добре знати клапани і трубопроводи насоса або компресора та як вони задіяні в процесі зупинки. Оператор повинен знати про поточний стан процесу та які ризики можуть бути присутніми. Зупинка приводимого обладнання повинна бути скоординованою з іншими етапами загального процесу зупинки турбінного агрегата.

Наведені нижче процедури зупинки агрегатів з відцентровим насосом або компресором являють собою методи з найнижчим рівнем ризику. Кожен крок у наступних процедурах має свою мету і його слід дотримуватися. Ці процедури слід доповнювати рекомендаціями виробника та власним досвідом експлуатації технологічних установок.

7.1. Зупинка агрегата з відцентровим насосом

Для аналізу процесу зупинки паротурбінного агрегата з відцентровим насосом використаємо схему розташування клапанів та трубопроводів, розглянуту раніше в розділі 6 (рис. 6.1).

1. Поспілкуйтеся з усіма залученими працівниками та обговоріть їхню роль під час зупинки.

2. Переконайтеся, що весь персонал у робочій зоні знає про зупинку турбіни та відцентрового насоса.

3. Перед зупинкою переконайтесь, що клапани на приводимому обладнанні знаходяться у правильному положенні. Зазвичай відцентрові насоси мають зворотний клапан на лінії нагнітання, щоб запобігти зворотній течії під час зупинки¹⁵.

4. Спочатку максимально зменшить швидкість обертання турбіни та насоса. Якщо це закриває зворотний клапан нагнітання насоса, негайно перейдіть до п. 5.

5. Уручну перекрийте стопорний клапан 16 за допомогою ручного важеля. Під час цього слідкуйте, щоб стопорний клапан закрився плавно та швидко. Якщо клапан не спрацює плавно, переконайтеся, що цей небезпечний стан виправлено перед наступним пуском.

6. Повністю закрийте впускний паровий запірний клапан 13.

7. Закрийте нагнітальний клапан насоса 8.

8. Закрийте всмоктувальний клапан насоса 9.

9. Закрийте випускний запірний клапан турбіни 3.

10. Відкрийте дренажні клапани корпусу турбіни 15 та 17. На цьому етапі практично всі дренажні лінії між впускним запірним клапаном 13 та випускним запірним

¹⁵ Будьте готові вручну закрити нагнітальний клапан насоса, якщо підозрюєте, що зворотний клапан вийшов з ладу, або якщо бачите, що насос обертається назад.

клапаном 3 повинні бути відкриті, щоб злити залишки пари та конденсат з корпусу турбіни.

11. Переконайтеся, що пара не проходить через запірні клапани 13 та 3 у дренажні лінії. Якщо пара буде продовжувати виходити через дренажні клапани 15 та 17, це означає, що запірні клапани протікають і потребують ремонту.

12. Як тільки пара та конденсат перестануть виходити через дренажні клапани 15 та 17, їх слід закрити. Рекомендується залишати ці клапани у закритому положенні, щоб під час наступного запуску всі знали про їхній нормальний стан.

13. Якщо насос або турбіна мають систему змащення під тиском, вона повинна продовжувати працювати протягом кількох годин, щоб забезпечити охолодження системи. Якщо корпус підшипників охолоджується водою, охолодження теж повинно продовжуватися протягом кількох годин, щоб відводити тепло від змащення та підшипників.

14. Якщо система ущільнення містить охолоджуючу рідину як частину цієї системи, ця рідина також повинна прокачуватися кілька годин для відведення тепла, подібно до вказаного вище п. 13.

15. Повідомте весь персонал, що насос і парова турбіна зупинені.

7.2. Зупинка агрегата з відцентровим компресором

Для аналізу процесу зупинки паротурбінного агрегата з відцентровим компресором використаємо схему розташування клапанів та трубопроводів, розглянуту раніше в розділі 6 (рис. 6.2).

1. Поспілкуйтесь з усіма залученими працівниками та обговоріть їхню роль під час зупинки.

2. Переконайтеся, що весь персонал у робочій зоні знає про зупинку турбінного агрегата.

3. Перед зупинкою переконайтеся, що клапани на приводимому обладнанні знаходяться у правильному положенні. Зазвичай відцентрові компресори мають зворотний клапан на лінії нагнітання, щоб запобігти зворотній течії під час зупинки¹⁶.

4. Спочатку максимально зменшить швидкість обертання турбіни та компресора. Це може автоматично повністю відкрити антипомпажний клапан 8, щоб запобігти помпажу компресора, і ця дія закрий зворотний клапан 6 на лінії нагнітання. Однак деякі системи керування дозволяють оператору проводити зупинку при автоматичному повному відкриванні антипомпажного клапана ще перед зниженням швидкості турбіни та компресора. Після відкриття антипомпажного клапана 8 та закриття зворотного клапана нагнітання 6 негайно перейдіть до п. 5.

5. Уручну перекрийте стопорний клапан 17 за допомогою ручного важеля. Під час цього слідкуйте, щоб стопорний клапан закрився плавно та швидко. Якщо клапан не спрацює плавно, переконайтеся, що цей небезпечний стан виправлено перед наступним пуском.

6. Повністю закрийте впускний паровий запірний клапан 14.

7. Закрийте нагнітальний клапан компресора 7.

8. Закрийте всмоктувальний клапан компресора 9.

9. Закрийте випускний запірний клапан турбіни 3.

10. Відкрийте дренажні клапани корпусу турбіни 16 та 18. На цьому етапі практично всі дренажні лінії між

¹⁶ Будьте готові вручну закрити нагнітальний клапан компресора, якщо підозрюєте, що зворотний клапан вийшов з ладу, або якщо бачите, що компресор і турбіна обертаються назад.

впускним запірним клапаном 14 та випускним запірним клапаном 3 повинні бути відкриті, щоб злити залишки пари та конденсат з корпусу турбіни.

11. Переконайтеся, що пара не проходить через запірні клапани 14 та 3 у дренажні лінії. Якщо пара буде продовжувати виходити через дренажні клапани 16 та 18, це означає, що запірні клапани протікають і потребують ремонту.

12. Як тільки пара та конденсат перестануть виходити через дренажні клапани 16 та 18, їх слід закрити. Рекомендується залишати ці клапани в закритому положенні, щоб під час наступного запуску всі знали про їхній нормальний стан.

13. Якщо компресор або турбіна мають систему змащення під тиском, вона повинна продовжувати працювати протягом кількох годин, щоб забезпечити охолодження системи. Якщо корпус підшипників охолоджується водою, охолодження теж повинно продовжуватися протягом кількох годин, щоб відводити тепло від змащення та підшипників.

14. Якщо система ущільнення містить охолоджуючу рідину як частину цієї системи, ця рідина також повинна прокачуватися кілька годин для відведення тепла, подібно до вказаного вище п. 13.

15. Повідомте весь персонал, що компресор і парова турбіна зупинені.

КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ І ПИТАННЯ

1. Які основні ризики існують під час зупинки агрегатів з паротурбінним приводом?

2. Яка функція стопорного клапана і чому його не можна використовувати як пристрій керування?

3. Яке призначення зворотного клапана на лінії нагнітання відцентрового насоса і що слід робити в разі його несправності?

4. Опишіть послідовність дій для зупинки турбіни та насоса після того, як персонал проінформовано, починаючи зі зниження швидкості.

5. Чому системи змащення та охолодження повинні продовжувати працювати протягом кількох годин після повної зупинки агрегата?

8. МОНІТОРИНГ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ПАРОВИХ ТУРБІН

Температура, рівень вібрації та швидкість обертання ротора парових турбін дозволяють зробити висновок про їх поточний функціональний стан. Оператори повинні завжди пильно стежити за роботою та станом усіх своїх технологічних машин, включаючи парові турбіни. Розглянемо сучасні методи моніторингу та усунення несправностей парових турбін, які можуть забезпечити їх надійну та ефективну роботу та виявити проблеми до того, як може статися катастрофічна поломка.

8.1. Поточні перевірки роботи парових турбін

Поточні перевірки роботи парових турбін слід проводити під час звичайних робочих обходів. Основна ідея цих рекомендацій полягає в необхідності регулярного зорового огляду, прослуховування та обмацування парових турбін, щоб заздалегідь виявляти аномалії в їх роботі, поки ці аномалії ще можна ліквідувати. Ці прості методи перевірки можуть допомогти діагностувати основні проблеми з обладнанням на ранній стадії та дозволити уникнути серйозних проблем у майбутньому. Використання цих простих рекомендацій допоможе вам проводити моніторинг обладнання за станом, кількісно оцінювати масштаби проблеми та своєчасно отримувати допомогу.

Протягом зорового огляду турбіни отримуйте відповіді на наступні питання:

Чи є ознаки надмірної вібрації? Чи турбіна трясеться?

Чи є ознаки диму? (Будь-які ознаки диму, які можуть свідчити про витік масла, слід негайно усунути через потенційну пожежну небезпеку, яку цей витік створює).

Чи є якісь ознаки витоку пари або масла?

Чи є на турбіні вібруючі деталі, які ослабли? (Перевірте охолоджувачі, трубопроводи, опорну плиту, кришки підшипників).

Чи не надмірно витікає пара з ущільнень, які герметизують місця виходу вала з корпусу? (Зазвичай не повинно бути видимих витоків з кінцевих ущільнень турбіни. Будь-який значний витік з ущільнення може призвести до потрапляння пари в корпуси підшипників та забруднення масла).

Чи є вода в маслі? (Перевірте рівень масла, чи він підвищується, оскільки вода важча за масло).

Чи вібрає регулятор? (Це зношує сальникову набивку клапана та важіль).

Чи працюють конденсатовідвідники біля турбіни? (Конденсат або вільна вода на вході парової турбіни призведе до швидкої ерозії деталей парового тракту, тому конденсатовідвідники завжди встановлюються у входних трубопроводах парових турбін. Конденсатовідвідник використовується для видалення конденсату та неконденсуємих газів з парових трубопроводів з незначною втратою свіжої пари).

Чи тиск масла в нормі?

Чи достатньо охолоджується масло, виходячи з вашого досвіду роботи з цією паровою турбіною? Чи працює охолоджувач масла?

Чи стабільні та низькі показники вібрації турбіни?

Чи правильний рівень масла в піддоні? Чи правильний рівень масла в корпусах підшипників? Чи підвищується або падає цей рівень масла?

Чи обертаються або застрягли масляні кільця (якщо вони використовуються)?

Чи є витік пари зі штока регулюючого клапана?

Чи ввімкнено продувку корпусу підшипника повітрям, щоб запобігти забрудненню масла паром (якщо така система встановлена)?

Чи важіль скидання стопорного клапана спирається на важіль системи захисту?

Чи все в нормі з муфтою з'єднання турбіни та приводимого механізму?

Чи всі анкерні болти на місці? Чи вони затягнуті?

Чи рух важіля регулятора вільний від перешкод?

Чи місце контакту важіля скидання стопорного клапана та важіля системи захисту вільно від перешкод? Чи підключена до важіля скидання пружина?

Чи видимий та правильний рівень гідравлічного масла в регуляторі?

Протягом прослуховування турбіни отримуйте відповіді на такі питання:

Чи є ознаки надмірного шуму? Чи є звук пари, яка витікає?

Чи відрізняється шум турбіни сьогодні від вчорашнього?

Шум турбіни постійний з часом або змінюється?

Чи немає ривкоподібного шуму під час роботи регулятора?

Торкніться корпусів підшипників турбіни кінчиками пальців і отримуйте відповіді на наступні питання:

Чи вони не надмірно гарячі?

Чи їх температура відрізняється від тієї, що була вчора? Як і чому вона відрізняється від учорашньої?

Чи вібрація сильніша, ніж учора? Чи не занадто вона велика?

Чи масляний запобіжний клапан не пропускає масло? (Торкніться входу цього клапана та його виходу. За нормальних умов вихідна лінія повинна бути помітно холоднішою за вхідну лінію. Якщо запобіжний клапан протікає, вихідна лінія буде теплою на дотик).

Якщо запобіжний клапан байпасує масло, спробуйте визначити, це нормально чи ні.

Перевірте масляний охолоджувач, щоб переконатися, що він відводить тепло від масла.

8.2. Моніторинг швидкості обертання ротора

8.2.1. Чи працює турбіна на потрібній швидкості?

Швидкість турбіни можна перевірити кількома способами. Один з них – за допомогою тахометра, встановленого на турбіні. Тахометр, що складається з магнітного датчика (рис. 4.5), шестерні, закріпленої безпосередньо на валу турбіни, та засобу перетворення імпульсів зубців шестерні в електронний формат, – це найкращий спосіб дізнатися про швидкість обертання ротора турбіни.

Швидкість також можна перевірити за допомогою вібраційного герконового тахометра шляхом запису та перевірки спектра вібрації, оскільки найбільша складова спектра зазвичай знаходиться на робочій швидкості. Будьте надзвичайно обережні, використовуючи герконові тахометри для регулювання швидкості парової турбіни. Такі тахометри ніколи не слід використовувати для випробувань на перевищення швидкості через їх ненадійність та повільну реакцію на зміни швидкості.

Більшість малих турбін працюють у діапазоні обертів 4000...7000 об/хв. Ознакою того, що швидкість парової турбіни вища, ніж потрібно для приводимої машини, є додавання

редуктора для зниження обертів. Редуктори зазвичай розташовані між паровими турбінами та великими вентиляторами або насосами, які працюють зі швидкістю 1800...3600 об/хв. Якщо приводиме обладнання не забезпечує достатнього тиску або витрати, необхідно перевірити швидкість парової турбіни.

8.2.2. Чи є швидкість стабільною?

Якщо швидкість обертання є стабільною, положення важеля регулюючого клапана має бути відносно стабільним. Якщо він коливається або працює ривками, то необхідно знайти причину цього. Причина зазвичай одна з двох. По-перше, регулятор може погано контролювати швидкість. Такий варіант частіше спостерігається на звичайних парових турбінах з гідромеханічним регулятором. По-друге, турбіна може реагувати на змінне навантаження на приводимій машині, такий як відцентровий насос або компресор, і тому її коливання викликані нестационарним навантаженням. Не можна автоматично вважати, що постійна ритмічна зміна швидкості спричинена несправним регулятором.

8.2.3. Чи є прийнятними коливання швидкості обертання?

Нормальне коливання швидкості визначається прийнятною потужністю приводимого обладнання. Якщо коливання є, але вплив приводимої машини не створює проблем для процесу, роботу турбіни можна продовжувати. Однак безперервні коливання швидкості можуть призвести до прискореного зносу ущільнення штока регулюючого клапана, зносу рухомих з'єднань клапана, штоків клапанів та всіх рухомих частин. Цей прискорений знос може, зрештою, призвести до передчасного виходу регулятора з ладу.

8.3. Моніторинг вібрації

8.3.1. Яка вібрація вважається нормальною?

Загалом парові турбіни працюють дуже плавно. Для порівнянь та оцінок завжди корисно знати, який загальний рівень вібрації, коли все вважається нормальним. Вібрація менша за 2,54 мм/с – це нормальне значення для парових турбін загального призначення. Якщо рівень вібрації подвоївся за короткий час, то сталося щось суттєве. У більш критичних парових турбінах можуть бути встановлені безконтактні зонди для контролю положення вала та вібрації. Рівень вібрації менше 38 мкм від піку до піку слід вважати нормальним.

У табл. 8.1 наведені додаткові рекомендації щодо прийнятних рівнів вібрації для різних класів машин, у тому числі для парових турбін¹⁷.

Таблиця 8.1. Стан обладнання відносно показників вібрації [10]*

Показники вібрації, мм/с		Приводимі машини потужністю:			Парові та газові турбіни, генератори
Середньоквадратичне значення	Максимальна величина від точки спокою	менше 15 кВт (20 к.с.)	від 15 до 75 кВт	більше 75 кВт (100 к.с.)	
1	2	3	4	5	6
0,28	0,40	A	A	A	A
0,45	0,64	A	A	A	A
0,71	1,0	A	A	A	A

¹⁷ Наприклад, якщо виміряне середньоквадратичне значення вібрації для парової турбіни становить 4,5 мм/с, то це означає, що ця турбіна може експлуатуватися без обмежень (позначка Б). У свою чергу значення цього показника 18 мм/с говорить про те, що експлуатація турбіни має бути обмежена і треба готуватися до її ремонту (позначка В).

Продовж. табл. 8.1

1	2	3	4	5	6
1,12	1,58	Б	А	А	А
1,8	2,55	Б	Б	А	А
2,8	3,96	В	Б	Б	А
4,5	6,36	В	В	Б	Б
7,1	10,04	Г	В	В	Б
11,2	15,84	Г	Г	В	В
18	25,46	Г	Г	Г	В
28	39,60	Г	Г	Г	Г
45	63,65	Г	Г	Г	Г
71	100,42	Г	Г	Г	Г

* А – параметри обладнання, щойно введеного в експлуатацію; Б – параметри обладнання, експлуатація якого не обмежується; В – параметри обладнання, експлуатація якого має бути обмежена; Г – параметри пошкодженого обладнання.

8.3.2. Які причини вібрації в парових турбінах?

Кілька проблем можуть спричинити високий рівень вібрації в парових турбінах. Обговоримо чотири найпоширеніші категорії вібрації та їх першопричини.

1. Вібрація через дисбаланс ротора.

Ось деякі поширені причини дисбалансу ротора парової турбіни:

- погана якість пари може вплинути на механічну цілісність робочих лопаток, що може призвести до їх виходу з ладу та розбалансування ротора турбіни;

- забруднення турбіни водою може призвести до пошкодження робочих лопаток та їх бандажних стрічок, що призведе до дисбалансу;

- у деяких випадках забруднення водою також може спричинити вигин вала, що призведе до значного дисбалансу ротора та підвищення рівня вібрації;

— вигнутий вал також може призвести до значного дисбалансу через зміщення маси, що обертається.

2. Вібрація, спричинена деформацією трубопроводів або корпусу турбіни.

Недостатньо підтримані та закріплені парові трубопроводи можуть призвести до надмірної їх деформації, а також до деформації корпусу. Одночасно з високою вібрацією, ви також можете помітити нерівномірні зноси підшипників.

3. Вібрація через неспіввісність валів турбіни та приводної машини.

Під час вирівнювання турбіни в процесі монтажу завжди враховуйте очікуване вертикальне зростання обох машин. Перевіряйте вирівнювання, коли обидві машини гарячі, щоб забезпечити відсутність вібрації.

4. Вібрація через вихід з ладу підшипника.

Найпоширенішою причиною вібрації через вихід з ладу підшипника є прискорений його знос унаслідок забруднення масла. Збільшення зазорів підшипника впливає на жорсткість масляної плівки і, отже, на загальну динамічну ефективність ротора. Проста перевірка підйому ротора може бути використана для оцінки ступеня зносу підшипника. Зазвичай, коли підшипник виходить з ладу, масло в маслянці або в оглядовому склі різко темніє.

Таблицю 8.2 можна використовувати як короткий довідник для аналізу найпоширеніших причин вібрації парових турбін. Існує багато інших подібних таблиць, які пов'язують механічні дефекти з ймовірним збільшенням вібрації.

Таблиця 8.2. До аналізу причин вібрації парових турбін [10]

Механічна проблема	Коментар
Дисбаланс ротора	Горизонтальна та вертикальна амплітуди коливань повинні бути подібними. Якщо ні, то, можливо, у вас резонансна ситуація
Неспіввісність валів турбіни та приводимої машини	Високий рівень осьової вібрації є вагомою ознакою перекосу між валами
Напруження та деформація трубопроводу	Нерівномірний знос підшипника є ще однією ознакою деформації трубопроводу
Резонанс	Рівень вібрації надзвичайно чутливий до швидкості обертання ротора

8.4. Моніторинг температури

8.4.1. Температура підшипників

Убудовані термомпари корисні для виявлення високих температур підшипників, спричинених несправністю самого підшипника або відсутністю змащення чи забруднення масла. Якщо виявлено високі температури підшипників, переконайтеся, що подача масла є. Ніколи не покладайтеся на температуру масла, що виходить з підшипника, як на показник справності підшипника.

8.4.2. Температура масла

Температуру масла слід контролювати та підтримувати значно нижче 60 °C. Крім того, дуже важливо дотримуватися рекомендацій виробника щодо температури масла для запуску турбіни. Завжди переконайтеся, що масло прогріте перед запуском. Це особливо актуально в холодному кліматі або для масел зі значною в'язкістю.

8.5. Поширені проблеми з регулятором

Регулятори швидкості зазвичай не є джерелом проблем. Важливо знати, який тип регулятора керує турбіною. Існують чисто гідромеханічні конструкції, електронні конструкції або гібридні варіанти. Щоб забезпечити надійну роботу, доцільно включити гідромеханічні регулятори до програми аналізу масла, що використовуються в турбіні. Регулятори рідко перевіряються, якщо тільки вони не починають виходити з ладу. Не рекомендується проводити реактивне обслуговування (тобто після виходу з ладу) такого важливого обладнання. Можна замінити масло чисто гідромеханічних регуляторів «на ходу», тобто під час роботи. Однак ви повинні бути дуже обережними, щоб рівень масла в регуляторі не став занадто низьким, інакше відбудеться втрата контролю швидкості.

8.6. Втрата потужності паровою турбіною

Якщо ви підозрюєте, що парова турбіна втратила потужність, зробіть наступне.

1. Перевірте тиск пари на вході, щоб переконатися, що він правильний і не низький.
2. Падіння тиску пари перед соплами першого ступеня може бути спричинене проблемами із сітчастим фільтром (стрейнером) стопорного клапана.
3. Якщо на турбіні є ручні соплові клапани, переконайтеся, що всі вони відкриті.
4. Переконайтеся, що стопорний клапан повністю відкритий.
5. Якщо втрата потужності триває протягом тривалого часу, паровий тракт турбіни може бути засмічений через погану якість пари.

8.7. Ущільнення парових турбін

Існує два поширених типи кінцевих ущільнень вала турбіни. Один з них – це графітове ущільнення (графітові кільця), яке схильне до протікання. Під час капітального ремонту пам'ятайте, що на графітових кільцях є дві ущільнювальні поверхні. Перша – це зовнішня поверхня вала; друга – це поверхня коробки ущільнення, куди прилягає бічна сторона кілець. Зазвичай радіальні зазори зовнішньої поверхні вала контролюються, але часто стан поверхні коробки ущільнення не перевіряється. Для того, щоб ущільнення працювало, необхідно, щоб контактні поверхні коробки були плоскими.

Другий тип кінцевого ущільнення вала – лабіринтовий. Іноді обидва типи парових ущільнень присутні в одній і тій самій турбіні. Це особливо стосується турбін загального призначення. Турбіни спеціального використання зазвичай мають лише лабіринтовий тип ущільнень. Якщо будь-який із цих компонентів ущільнення не функціонує належним чином, пара може потрапити в масло системи змащення та призвести до значного скорочення терміну придатності підшипників.

8.8. Аналіз масла, що використовується в парових турбінах

Щомісячний аналіз масла системи змащення є гарною ідеєю, особливо якщо в турбіні вже були випадки потрапляння води в масло. Якщо можливо, беріть зразок масла, яке витікає з турбіни, а не масла, що знаходиться в маслобаку. Цей крок забезпечить отримання більш репрезентативного зразка робочого масла, щоб можна було провести його точніший аналіз.

Нижче наведені деякі поширені проблеми, пов'язані з маслом, на які слід звернути увагу.

1. Неприйнятний рівень забруднюючих речовин, таких як вода та бруд, у зразку масла. Високий рівень води може свідчити про несправне або неефективне кінцеве парове ущільнення. Високий рівень бруду може свідчити про необхідність застосування кращого ущільнення корпусу підшипника.

2. Збільшення у зразку масла концентрації зношуваних металів. Збільшення концентрації металів зазвичай свідчить про несправність підшипника або ущільнення.

3. Під час відбору зразка масла звертайте увагу на наявність ознак потрапляння повітря та/або піноутворення. Піноутворення часто є ознакою руйнування пакету присадок або забруднення масла.

4. Під час відбору зразка масла звертайте увагу на наявність масловодяної емульсії. Стабільна емульсія у зразку масла вказує на наявність води в маслі та нездатність масла вивільняти воду. Ознаки емульсії можуть свідчити про те, що ваші присадки руйнуються або виходять з ладу.

8.9. Утворення шламу та нагару

Високі температури можуть призвести до руйнування масла та його добавок, що призведе до утворення шламу та нагару. Ці продукти розпаду зазвичай нестабільні в маслі та мають тенденцію утворювати видимий шар на поверхнях машин саме в тому місці, де відбулася руйнація масла (рис. 8.1).

З часом деякі із цих відкладень можуть термічно затвердіти, утворюючи міцне покриття, подібне до емалі. Інші типи відкладень, зазвичай у холодніших зонах, залишаються

м'якими або клейкими, а в деяких випадках можуть виглядати прозорими та схожими на жир. Якщо нагар надмірний, перегляньте свій вибір змащення та переконайтеся, що ви подаєте в пошкоджений підшипник достатню кількість масла.

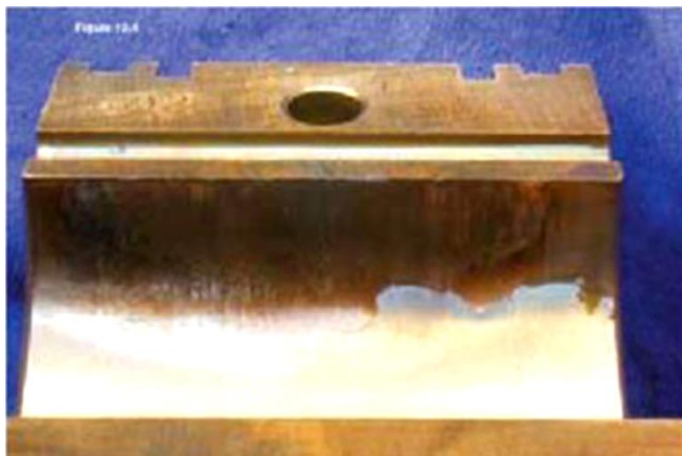


Рис. 8.1. Формування нагару на опорному підшипнику ковзання

8.10. Паропроводи та їх опори

Паропроводи та опори трубопроводів зазвичай особливої уваги не привертають. Оскільки опори та кріплення трубопроводів не знаходяться в полі зору, про них часто забувають. Також існує тенденція вважати, що паропроводи спроектовані та встановлені належним чином, і тому їх ігнорують. Однак після багатьох термічних циклів опори та кріплення можуть погіршуватися, зміщуватися з місця, а іноді й виходити з ладу. З огляду на це, служби експлуатації та технічного обслуговування повинні зобов'язатися регулярно перевіряти підвіски, опори, напрямні елементи та кріплення труб.

Під час монтажу трубопроводів:

- завжди перевіряйте опори труб, щоб переконатися, що транспортні пристрої та гідроблоки видалені перед експлуатацією турбіни; не викидайте гідроблоки для опор труб, оскільки вони ще можуть знадобитися;
- переконайтеся, що трубопроводи не можуть створювати надмірного навантаження на турбіну.

Ще кілька порад стосовно трубопроводів парових турбін, які слід пам'ятати під час поточних перевірок:

- башмаки труб завжди повинні вільно рухатися, спиратися на свої опори та не зміщуватися з місця;
- перед кожним запуском турбіни переконайтеся, що всі дренажні лінії працюють та справні.

8.11. Опори парових турбін

Більшість парових турбін та обладнання, що працюють у гарячому стані, конструктивно враховують розширення від нагрівання. Це контролюється для того, щоб під час експлуатації допуски та зазори обладнання могли підтримуватися на належному рівні від холодного стану машини до її гарячого стану.

Деякі парові турбіни, зазвичай невеликої потужності загального призначення, використовують гнучку ніжку, яка переміщується від центру опори в одному напрямку до центру опори в іншому напрямку, коли вона нагрівається. Деякі турбіни спеціального призначення використовують ковзні ніжки та напрямні елементи. Деякі з них навіть передбачають при цьому використання для змащення поверхонь тертя консистентного мастила.

Ковзні ніжки повинні вільно переміщуватися, інакше рівень вібрації може швидко зрости без видимої причини, якщо вони застрягнуть. Нерідко можна побачити, як на турбіні, яка

експлуатується вже давно, ізоляція та ізоляційний дріт падають на ковзні ніжки або напрямні елементи й перешкоджають ковзному руху. Цю ділянку слід перевіряти та підтримувати в чистоті та змащенні. Це стосується як парових турбін, так і приводимих машин (компресорів, насосів, вентиляторів).

8.12. Система захисту від перевищення швидкості

Цю систему слід перевіряти принаймні щорічно. Випробування повинні бути добре задокументовані. Слід перевіряти всі механічні елементи системи, а також усі її електронні елементи, якщо вони входять до складу системи захисту.

Недостатньо перевірити лише електроніку та отримати індикацію того, що відключення мало статися. Погана якість пари з котла може призвести до небажаного накопичення твердих речовин на лопатках парової турбіни. Відкладення можуть накопичуватися на штоках регулюючих та стопорних клапанів і перешкоджати закриттю парового клапана через заклинювання між штоком та втулкою штока.

Гарною практикою є ручне використання механізму системи захисту для зупинки, коли парова турбіна має бути зупинена з будь-якої причини. Ця практика дозволяє перевірити більшість елементів системи захисту так, ніби спрацювання системи захисту мало відбутися.

8.13. Інші перевірки

1. Перевірте наявність димлячої ізоляції, що може означати наявність масла в ізоляції та потенційну можливість пожежі. Також знайдіть джерело витоку масла.

2. Нерідко можна побачити парові турбіни без ізоляції. Однак усі парові турбіни повинні бути покриті ізоляцією, щоб мінімізувати внутрішню конденсацію водяної пари через її охолодження на внутрішніх стінках корпусу. Збільшення вологості пари через це призведе до погіршення ефективності роботи турбіни та до ерозії корпусу й лопаток. Крім того, без ізоляції можлива деформація корпусу турбіни внаслідок охолодження, що призведе до перекосу між підшипниками, а іноді й до додаткових витоків пари.

3. Подивіться, чи не протікає сигнальний клапан. Його тестування вимагає значних витрат. Сигнальний клапан, який працює неправильно або протікає, призводить до втрати пари, а отже, знижує ефективність турбіни.

4. Якщо турбіна використовує муфту, що містить пакет прокладок, пошукайте шматочки цих прокладок під захисним кожухом муфти на фундаменті. Їхня наявність свідчатиме про те, що пакет прокладок розпадається. Ця інформація робить дуже важливим перевірку того, що очищається після технічного обслуговування.

5. Якщо турбіна використовує зовнішній масляний блок, перевірте, чи працює лише один насос. Якщо працює також і запасний насос, з'ясуйте причину цього.

6. Якщо тиск масла низький або працюють обидва насоси, обережно торкніться вихідної сторони запобіжних клапанів на маслобаку та переконайтеся, що ці клапани не протікають. Якщо вхід до запобіжних клапанів та їх вихідні труби мають однакову температуру, значить, клапани протікають.

7. Торкніться вхідного та вихідного трубопроводів масляного охолоджувача, щоб переконатися, що температура масла під час проходження через охолоджувач відчутно знижується. Будьте обережні, щоб не опектися.

8. Перевірте, чи не протікає кінцеве ущільнення вала турбіни надмірно; інакше вода може потрапити в масло.

9. Переконайтеся, що всі засувки та способи розширення турбіни від холодного до гарячого стану чисті та без перешкод.

8.14. Корисні емпіричні поради щодо парових турбін

1. Коли зміщення вала досягає значення 60 % від зазору підшипника, пошкодження завжди з'являться на поверхні бабітової заливки підшипника.

2. Коли показники вібрації подвоюються порівняно з нормальними, це означає, що сталося щось суттєве, і слід вияснити причину цього.

3. Сигнальний клапан у більшості випадків можна видалити. Він є лише сигнальним, а не запобіжним пристроєм. Зазвичай же його розглядають як запобіжний клапан; на нього витрачається більше грошей, ніж слід, і без жодної вагомості на це причини. Проте слід ретельно досліджувати у кожному конкретному випадку доцільність видалення цього клапана, оскільки це видалення можна проводити лише тоді, коли між фланцем випуску турбіни та випускним запірним клапаном уже встановлено запобіжний клапан на повну витрату пари.

4. Якщо турбіна не обертається під час подачі пари, а потім вільно починає обертатися за подальшого прогрівання, це говорить про те, що існують серйозні проблеми (наприклад, з внутрішнім centruванням ротора або з лабіринтовими ущільненнями), дійсну причину яких слід з'ясувати. Також слід переглянути процедуру запуску цієї турбіни.

5. Переконайтеся, що температура масла системи змащення турбіни перевищує 37,8 °C (100 °F), перш ніж

намагатися запустити турбіну, якщо виробник не вимагає іншої температури.

6. Правильна в'язкість масла системи змащення зазвичай визначається приводним обладнанням, а не турбіною. Якщо до складу турбінного агрегата входить редуктор і в турбіні та редукторі використовується те ж саме масло, переконайтеся, що це масло є достатньо густим для належного змащування шестерен редуктора.

КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ І ПИТАННЯ

1. Чому виявлення диму або значних витоків пари з ущільнень вала під час візуального огляду вимагає негайного втручання?

2. Який рівень вібрації вважається нормальним для парових турбін загального призначення і про що свідчить його подвоєння за короткий проміжок часу?

3. Назвіть три з чотирьох найпоширеніших причин виникнення підвищеної вібрації в парових турбінах.

4. Які негативні наслідки можуть мати безперервні коливання швидкості обертання ротора, навіть якщо вони не створюють проблем для роботи приводимого обладнання?

5. Що є причиною утворення шламу та нагару в масляній системі і де зазвичай накопичуються ці відкладення?

9. ДІАГНОСТУВАННЯ ТА УСУНЕННЯ НЕСПРАВНОСТЕЙ У РОБОТІ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ

Парові турбіни та технологічні машини, які вони приводять у рух, не завжди функціонують належним чином з різних причин: можливо, парова турбіна має замалу потужність для застосування і тому не може забезпечити необхідний режим роботи приводимої машини, або, можливо, є обмеження в лінії подачі пари, яке знижує її витрату та/або параметри, а отже, і генеруєму потужність, або фундамент парової турбіни недостатньо жорсткий, щоб контролювати сили трясіння, що призводить до постійно високих рівнів вібрації.

Загалом, проблеми під час експлуатації можуть бути спричинені низкою факторів, таких як проблеми проектування, помилки складання або монтажу, помилки оператора, аварійні ситуації через аномальні умови подачі пари, через засмічення, через неочікувані зміни в умовах технологічного навантаження та ін. Коли виникають проблеми, важливо своєчасно виявити їх причини, щоб якомога швидше відновити нормальну роботу. Розглянемо деякі основні інструменти для діагностування несправностей, які можна використовувати для допомоги у процесі розв'язання проблем.

Діагностування та усунення несправностей парових турбін може бути складним завданням через те, що спостережувана проблема може бути пов'язана як із самою турбіною, так і з приводимим обладнанням. Наприклад, якщо парова турбіна не може досягти своєї проєктної швидкості обертання, проблема може бути пов'язана або з нездатністю самої турбіни забезпечити достатню потужність приводимої машини, або з надмірним навантаженням на саму приводиму машину.

Можливий ще третій варіант, коли дана ситуація виникає через несправності системи керування.

Прикладом проблеми, не пов'язаної безпосередньо з турбіною, але яка може призвести до хибного діагнозу, є відцентровий насос, який сильно кавітує. Різкі зміни навантаження через кавітацію можуть призвести до нестабільності обертання ротора турбіни. Цей тип проблеми можна виправити лише шляхом налаштування приводимого обладнання. Важливо бути відкритим до аналізу і не зосереджуватися на одній можливій причині несправності парової турбіни занадто рано під час розслідування. Перш ніж зосередитися на проблемі з турбіною, переконайтеся, що навантаження на приводиме обладнання є нормальним і стабільним.

9.1. Поширені ознаки несправностей

Щоб усунути несправності, спочатку необхідно охарактеризувати існуючу проблему, тобто чітко визначити її ознаки. Ознака несправності – це помітний зовнішній ефект, який свідчить про наявність проблеми з турбіною або з турбінним агрегатом. Ось список найпоширеніших скарг від користувачів парових турбін:

1. Парова турбіна не досягає номінальної потужності.
2. Швидкість надмірно зростає в разі зменшення навантаження.
3. Надмірні коливання швидкості обертання ротора.
4. Повільний набір швидкості турбіною.
5. Регулятор не працює правильно.
6. Система захисту від перевищення швидкості спрацьовує за нормальної робочої швидкості.
7. Система захисту від перевищення швидкості не спрацьовує за встановленої швидкості.
8. Надмірна вібрація або шум.

9.2. Можливі причини несправностей

Після того, як ознаки несправностей виявлені, необхідно визначити, які потенційні причини можуть призвести до спостережуваних ознак. Далі необхідно методично виключати ці потенційні причини, доки не залишиться лише одна. Ця потенційна причина, що залишилася, називається «найбільш імовірною причиною» (*the most probable cause*). Після деяких досліджень та тестів ви зможете виявити фактичну причину проблеми. Справжня причина спостережуваних ознак несправностей називається «першопричиною» вашої проблеми (*the root cause*). Усунення можливої причини, яка не є першопричиною, або не матиме жодного ефекту, або просто замаскує справжню проблему. Ось перелік деяких найпоширеніших потенційних причин проблем з паровими турбінами:

1. Занадто багато ручних соплових клапанів відкрито.
2. Регулятор швидкості встановлено на занадто низький рівень.
3. Тиск пари на вході занадто низький.
4. Тиск пари на виході занадто високий.
5. Несправний регулятор.
6. Потужність, яку потребує приводима машина, занадто висока.
7. Дросельний клапан відкривається не повністю.
8. Дросельний клапан закривається не повністю.
9. Дросельний клапан закривається або відкривається з тертям. (Замініть компоненти, які заїдають або заклинюють.)
10. Накопичення солі на штоку стопорно-дросельного клапана.
11. Ослаблення кріплення дросельного клапана.
12. Засмічені сопла турбіни.
13. Засмічений фільтр пари (стрейнер) на вході.

14. Паровий тракт турбіни забруднений через погану якість пари.

15. Дросельний клапан та сідла клапанів порізані або зношені.

16. Несправні елементи керування регулятором.

17. Занадто мале навантаження за повного тиску пари на вході.

18. Швидка зміна навантаження від приводимої машини через умови технологічного процесу.

19. Занадто низький тиск пари на виході.

20. Високий пусковий момент приводимої турбіни.

21. Висока інерція обертання всього турбінного агрегата.

22. Обмежений хід дросельного клапана.

23. Регулятор неправильно встановлений.

24. Надмірна вібрація.

25. Занадто низьке встановлене значення швидкості спрацювання системи захисту.

26. Неправильний сигнал тахометра.

27. Занадто високе встановлене значення швидкості спрацювання системи захисту.

28. Стопорний клапан не закривається. (Перевірте стопорний клапан).

29. Неспіввісність валів турбіни та приводимої машини.

30. Зношений підшипник.

31. Зношена муфта. (Часто в муфтах зубчастого типу).

32. Незбалансована муфта.

33. Незбалансований ротор.

34. Деформація трубопроводу. (Перевірте кріплення холодних трубопроводів та переконайтеся, що враховано теплове розширення).

35. Надмірний люфт кінців вала.

36. Вигнутий вал.

37. Надмірне тертя в ущільненні вала.

38. Зношені парові ущільнення. (Зверніть увагу на підвищення температури корпусу підшипника).

Щоб допомогти операторам парових турбін, складена відповідна матриця діагностування несправностей у польових умовах (табл. 9.1). Слід пам'ятати, що до неї включено лише найпоширеніші ознаки. Оскільки проблеми з часом стають усе складнішими, вам у подібній ситуації рекомендується працювати в команді, щоб збільшити шанси на швидке та ефективне знаходження першопричини несправності.

Таблиця 9.1. Поширені ознаки несправностей та їх можливі причини [10]¹⁸

Ознака несправності	Можлива причина
1	2
Парова турбіна не досягає номінальної потужності	1. Занадто багато ручних клапанів відкрито
	2. Регулятор встановлено на занадто низьку швидкість
	3. Занадто низький тиск пари на вході
	4. Занадто високий тиск пари на виході
	5. Несправний регулятор
	6. Приводима машина потребує занадто значної потужності
	7. Дросельний клапан відкривається не повністю
	8. Сопла турбіни засмічені
	9. Вхідний паровий фільтр (стрейнер) засмічений
	10. Паровий тракт турбіни засмічений через погану якість пари
Швидкість обертання ротора надмірно зростає в разі зменшення навантаження	1. Дросельний клапан не закривається повністю
	2. Порізані або зношені дросельний клапан та сідла клапанів
	3. Несправний регулятор
	4. Накопичення солі на штоку стопорно-дросельного клапана

¹⁸ Інформація, наведена в таблиці, стосується лише парових турбін загального призначення з протитиском потужністю не більше 750 кВт (1000 к.с.). Її не слід застосовувати до турбін іншого призначення або потужності.

Продовж. табл. 9.1

1	2
Надмірні коливання швидкості	1. Потрібно відрегулювати налаштування регулятора
	2. Несправні елементи керування регулятором
	3. Дросельний клапан закривається або відкривається з тертям. (Замініть компоненти, які заїдають або заклинюють)
	4. Ослаблення кріплення дросельного клапана
	5. Занадто мале навантаження на турбіну за повного тиску пари на вході
	6. Швидка зміна навантаження від приводимої машини через умови технологічного процесу
	7. Занадто низький тиск пари на виході
Повільний набір швидкості турбіною	1. Дивись усі можливі причини для ознаки «Парова турбіна не досягає номінальної потужності»
	2. Високий пусковий момент приводимої турбіни
	3. Висока інерція обертання всього турбінного агрегата
Регулятор не працює належним чином	1. Обмежений хід дросельного клапана
	2. Регулятор встановлено неправильно
	3. Регулятор швидкості не розрахований на запропонований діапазон швидкостей
	4. Заїдання стопорно-дросельного клапана через накопичення солі на штоку
Система захисту від перевищення швидкості спрацьовує за нормальної робочої швидкості	1. Надмірна вібрація
	2. Занадто низьке встановлене значення швидкості спрацьовування системи захисту
	3. Несправний регулятор
	4. Неправильний сигнал тахометра
Система захисту від перевищення швидкості не спрацьовує за встановленої швидкості	1. Занадто високе встановлене значення швидкості спрацьовування системи захисту
	2. Проблема з механізмом інерційного болта (вантажа). (Перевірте механізм системи захисту)
	3. Стопорний клапан не закривається. (Перевірте стопорний клапан)
	4. Заїдання стопорно-дросельного клапана через накопичення солі

Продовж. табл. 9.1

1	2
Надмірна вібрація або шум	1. Неспіввісність валів турбіни та приводимої машини
	2. Зношений підшипник
	3. Зношена муфта. (Часто у муфтах зубчастого типу)
	4. Незбалансована муфта
	5. Незбалансований ротор
	6. Деформація трубопроводу. (Перевірте кріплення холодних трубопроводів та переконайтеся, що враховано теплове розширення)
	7. Надмірний люфт кінців вала
	8. Вигнутий вал
	9. Надмірне тертя в ущільненні вала
	10. Зношені парові ущільнення. (Зверніть увагу на підвищення температури корпусу підшипника)

Розглянемо кілька прикладів діагностування й усунення несправностей.

Приклад № 1. Припустимо, що у вас є парова турбіна, яка приводить у дію вертикальний насос охолоджувальної води. Ви помічаєте, що не отримуєте достатньої продуктивності насоса через низьку швидкість парової турбіни. Переконавшись, що продуктивність насоса та тиск нагнітання стабільні, а рівень у колодязі достатній для забезпечення належного всмоктування, ви робите висновок, що у вас проблема з паровою турбіною.

Спочатку, за допомогою табл. 9.1, ви обираєте групу можливих причин, пов'язаних з ознакою «Парова турбіна не досягає номінальної потужності». Тут ви знайдете 10 потенційних причин, які можуть призвести до зазначеної проблеми.

Наступний крок – систематично скоротити список, визначивши, які потенційні причини є малоймовірними на основі зібраної інформації та даних. Це залишить вас

з найімовірнішою причиною або першопричиною вашої проблеми. У цьому прикладі припустимо, що ви виключили всі можливі причини, окрім «Вхідний паровий фільтр (стрейнер) засмічений». Цього буде достатньо, щоб витягнути всі парові стрейнери для перевірки.

Приклад № 2. У даному прикладі беремо, що наша парова турбіна під час роботи відчутно вібрує. Переглянувши табл. 9.1, знаходимо ознаку «Надмірна вібрація або шум», якій відповідає 10 можливих причин цього.

Після кількох польових перевірок робимо такі висновки по окремим потенційним причинам:

1. Вирівнювання турбіни та приводимої машини визнано прийнятним.
2. Підшипники перевірені та визнані нормальними.
3. Муфту перевірено – вона в порядку.
4. Постачальник муфт надав інформацію про балансування, тому ця можливість наразі виключена.
5. Аналіз коливань ротора показує його підвищену вібрацію, що свідчить про наявність дисбалансу.
6. Кріплення трубопроводу перевірялося раніше цього року та визнано нормальним.
7. Кінцевий люфт вала визнано нормальним.
8. Аналіз коливань не показав високої осьової вібрації, яка б свідчила про вигин вала.
9. Аналіз коливань не вказує на тертя в ущільненнях вала.
10. Ознак витоку пари на корпусі не виявлено.

Виходячи з результатів проведених досліджень, дисбаланс ротора є найімовірнішою причиною вібрації. Коли ротор буде знято для балансування, його перевіряють на прямолінійність та наявність ознак тертя.

9.3. Підходи до діагностування несправностей

Потужним інструментом для підвищення надійності парових турбін є метод аналізу першопричин (Root Cause Analysis; RCA) або як його ще називають – метод аналізу першопричин відмов (Root Cause Failure Analysis; RCFA).

Різниця між простим польовим діагностуванням несправностей та методом RCFA полягає в тому, що польове діагностування виявляє переважно очевидні фізичні причини спостережуваної ознаки несправності, тоді як методологія RCFA глибше заглиблюється у стан справ і намагається виявити приховані проблеми.

На даний час розроблено безліч різновидів методу RCFA. Кожен з них має свої переваги та недоліки. Операторам парових турбін має сенс витратити деякий час на вивчення цих методів, щоб визначити, який з них найкраще підходить для їхнього випадку.

Щоб дати уявлення про те, що таке RCFA, розглянемо використання одного з найпростіших його різновидів – методу «п'яти чому» (*«five why»*).

Щоб застосувати даний метод, аналітику треба просто п'ять разів запитати «чому». Наприклад, підшипник ковзання виходить з ладу через забруднення маслом. Ми знаємо, що забруднення маслом є фізичною першопричиною відмови. Якщо ми п'ять разів запитаємо «чому», то зможемо виявити приховану першопричину.

Отже, підшипник вийшов з ладу. Чому?

Через неадекватне змащення. Чому?

Неадекватне змащення відбулося через забруднення масла водою. Чому?

Забруднення масла водою відбулося через надмірний витік пари з кінцевого ущільнення вала. Чому?

Надмірний витік пари з кінцевого ущільнення вала відбувся через зношення ущільнення вала. Чому?

Зношення ущільнення вала відбулося тому, що це ущільнення пропрацювало надто довго.

Висновок: прихованою першопричиною виходу підшипника з ладу був занадто довгий час роботи кінцевого ущільнення вала, яке треба було на даний час уже замінити.

Як показано в цьому прикладі, методи RCFA мають ту саму мету – детально з'ясувати першопричину або причини певного механізму відмови. Ці методи стають ще потужнішими, коли їх використовують міждисциплінарні команди, які можуть складатися з операторів парових турбін, інженерів-технологів та інженерів-механіків. Дані міждисциплінарні команди є ефективним способом аналізу надмірно складних або витратних проблем.

Учасники команди RCFA мають бути завжди відкритими до пізнання чогось нового; мають пам'ятати, що метод RCFA ґрунтується на дослідних даних, а не на наперед заданому алгоритмі; мають пам'ятати, що пошук справжньої першопричини трохи полегшить роботу кожного.

КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ І ПИТАННЯ

1. Чому діагностування несправностей парових турбін може бути складним завданням?
2. Поясніть різницю між «найбільш імовірною причиною» та «першопричиною» несправності.
3. Назвіть три поширені ознаки несправностей, які можуть спостерігатися під час експлуатації парових турбін.
4. Що таке аналіз першопричин (RCA) і чим він відрізняється від звичайного польового діагностування?
5. Які переваги має використання міждисциплінарних команд для аналізу складних проблем з турбінами?

10. НАДІЙНІСТЬ РОБОТИ ПАРОВИХ ТУРБІН

10.1. Поточний та капітальний ремонти

Операторам парових турбін загального призначення слід знати різницю між їх поточними (*repair*) і капітальними (*overhaul*) ремонтами.

Якщо механічну систему можна повернути до робочого стану після відмови безпосередньо на місці експлуатації шляхом відновлення або заміни одного або кількох компонентів, ми кажемо, що це придатна для поточного ремонту система. Оскільки парові турбіни зазвичай розроблені для проведення незначного польового (тобто на місці експлуатації) ремонту, такого як заміна ущільнень, підшипників, регулятора тощо, ми можемо сказати, що парові турбіни є придатними для поточного ремонту.

Після тривалого часу експлуатації парову турбіну більше не можна ремонтувати в польових умовах і тоді ми кажемо, що турбіна потребує капітального ремонту. Капітальний ремонт вимагає серйозних робіт, таких як заміна лопаток через ерозію, ремонт шийок ротора під підшипники, ремонт протікаючих роз'ємів та ін.

Будемо розуміти під поточним ремонтом турбіни заміну або відновлення її окремого компонента (або компонентів) безпосередньо на місці експлуатації, а під капітальним ремонтом – проведення ремонтних робіт і відновлення параметрів турбіни у спеціальних заводських приміщеннях, куди турбіна транспортується з місця експлуатації.

Середній час напрацювання турбіни між двома поточними ремонтами або між двома капітальними ремонтами характеризується відповідними параметрами.

10.2. Очікуваний міжремонтний термін служби парових турбін

У табл. 10.1 наведено очікуваний міжремонтний термін служби в годинах напрацювання технологічних машин та їх різних компонентів. Для порівняння очікуваний термін служби парових турбін загального призначення наведено разом з іншими типами технологічного обладнання. Наприклад, середній термін служби відцентрового компресора очікується приблизно 60 000 годин, тоді як середній термін служби парової турбіни становить від 50 000 до 65 000 годин.

Слід зазначити, що це середнє значення визначене з урахуванням багатьох різних факторів, які можуть впливати на роботу парової турбіни (наприклад, якість пари, схема та якість монтажу, режими експлуатації, планове обслуговування та ін.). Цю цифру не слід плутати з часом між капітальними ремонтами парової турбіни. Згідно з досвідом експлуатації енергетичних машин, парові турбіни загального призначення стабільно напрацьовують по 10...12 років між капітальними ремонтами.

Таблиця 10.1. Очікуваний міжремонтний термін служби технологічних машин та їх компонентів [10]

Машина або її компонент	Очікуваний термін служби, години		
	Мінімальне значення	Середнє значення	Максимальне значення
Відцентрові компресори	20 000	60 000	120 000
Робочі лопасті відцентрового компресора	400 000	800 000	1 500 000
Напрямні лопатки відцентрового компресора	500 000	1 000 000	2 000 000
Діафрагмові муфти	125 000	300 000	600 000
Робочі та напрямні лопатки компресорів газотурбінних двигунів	10 000	250 000	300 000
Соплові та робочі лопатки турбін газотурбінних двигунів	10 000	125 000	160 000
Електродвигуни змінного струму	1000	100 000	200 000
Відцентрові насоси	1000	35 000	125 000
Парові турбіни (1-ше джерело)	11 000	65 000	170 000
Парові турбіни (2-ге джерело)	33 333	50 000	100 000
Робочі лопатки парових турбін	400 000	800 000	1 500 000
Соплові лопатки парових турбін	500 000	900 000	1 800 000
Графітове ущільнення на тиск пари до 3,5 бар	8760	13 140	17 520
Графітове ущільнення на тиск пари від 3,5 до 14 бар	17 520	21 900	26 280
Графітове ущільнення на тиск пари від 14 до 28 бар	26 280	35 040	43 800
Опорний підшипник ковзання	10 000	50 000	143 000
Підшипник кочення	9000	50 000	125 000

10.3. Причини поломок турбін у період між капітальними ремонтами

Між капітальними ремонтами парових турбін можливі чотири головні причини виходу їх з ладу:

1. Витоки пари крізь кінцеві ущільнення вала.
2. Поломки підшипників, які зазвичай пов'язані з проблемами змащування.
3. Поломки регулятора.
4. Заїдання стопорно-дросельних клапанів.

10.3.1. Витоки пари крізь кінцеві ущільнення вала

Однією з особливостей інформації, наведеної в табл. 9.1, є те, що очікуваний термін придатності графітових ущільнень турбіни значно коротший, ніж очікуваний термін служби всієї турбіни.

На термін придатності ущільнення може значно впливати режим його експлуатації та наявність спеціальних покриттів на шийках вала. Він сильно залежить від якості пари, якості монтажу, процедур експлуатації та технічного обслуговування. Процедур обкатки слід завжди ретельно дотримуватися, щоб забезпечити належне припасування ущільнення після його заміни.

10.3.2. Поломки підшипників та проблеми зі змащенням

Поломки підшипників зазвичай спричинені забрудненням масла. Щоб запобігти таким типам поломок, необхідно встановити ефективні ущільнення корпусу підшипника, потрібно часто перевіряти ці ущільнення на наявність витоків та перевіряти масло на вміст води. Використання оглядових стекол допомагає запобігти забрудненню або погіршенню стану масла.

Частоту відмов підшипників можна значно покращити, використовуючи замкнуту систему змащення з маслобаком, охолоджувачами та трубопроводами регулювання потоку.

10.3.3. Поломки регуляторів та заїдання стопорно-дросельних клапанів

Коли регулятор швидкості або стопорно-дросельний клапан починають виходити з ладу, ви помітите нерегулярні або періодичні коливання швидкості, різницю в регулюванні між холодним та теплим режимом роботи або неможливість досягнення номінальної швидкості.

Ці проблеми можуть бути пов'язані безпосередньо з регулятором, з його важілем або із стопорно-дросельним клапаном. Перш ніж намагатися ремонтувати будь-який із цих компонентів, спочатку перевірте надійність постачання пари. Якщо з постачанням пари немає проблем, перевірте наявність масла в регуляторі, щоб переконатися, що воно правильного типу та не забруднене; також перевірте, що важіль регулятора або стопорно-дросельний клапан не заїдають.

Дуже часто доводиться замінювати або ремонтувати гідромеханічний регулятор на парових турбінах загального призначення. З цієї причини наполегливо рекомендується зберігати запасний регулятор на складі.

10.4. Покращення надійності турбін

Показниками надійності парових турбін є середній час між їх поточними та середній час між їх капітальними ремонтами. Для того, щоб максимізувати ці показники, експлуатаційні та технічні служби повинні, як мінімум, забезпечити безперервне постачання парових турбін високоякісною парою.

Другим головним акцентом експлуатації та технічного обслуговування є збільшення часу між відмовами шляхом удосконалення експлуатаційних процедур, стандартів ремонту, регулярних інспекцій та планового технічного обслуговування.

Розглянемо вплив термінів придатності ущільнень, муфти та підшипників на загальний середній час напрацювання турбіни між двома поточними ремонтами. У табл. 10.2 наведено різні комплектації парових турбін залежно від типів указаних компонентів, що використовуються. У всіх випадках ми припускаємо, що термін служби проточної частини турбіни становить 15 років безперервної роботи. Цей термін служби визначається як кількість робочих годин, необхідних для ерозії деталей парового тракту, тобто соплових і робочих лопаток, до ступеня, коли ефективність парової турбіни значно погіршується.

Параметри $\tau_{п.р. 1}$, $\tau_{п.р. 2}$, $\tau_{п.р. 3}$ та $\tau_{п.р. 4}$, що представлені в цій таблиці, – це середній час напрацювання (у роках) між поточними ремонтами (тобто до заміни), відповідно, для ущільнення, муфти, підшипників та парового тракту; параметр $\tau_{п.р. \Sigma}$ – це середнє значення часу між поточними ремонтами для всієї турбіни, яке визначається за формулою

$$\tau_{п.р. \Sigma} = \frac{1}{\frac{1}{\tau_{п.р.1}} + \frac{1}{\tau_{п.р.2}} + \frac{1}{\tau_{п.р.3}} + \frac{1}{\tau_{п.р.4}}}.$$

Таблиця 10.2. Середній час між поточними ремонтами залежно від комплектації турбіни [10]¹⁹

Ущільнення	$\tau_{п.р. 1}$, роки	Муфта	$\tau_{п.р. 2}$, роки	Змащення підшипника	$\tau_{п.р. 3}$, роки	Паровий тракт	$\tau_{п.р. 4}$, роки	$\tau_{п.р. \Sigma}$, роки
Графітові кільця	3	Зі змащенням	6	Масляна ванна	3	Стандарт	15	1,11
Графітові кільця	3	Суха	20	Масляна ванна	3	Стандарт	15	1,28
Графітові кільця	3	Суха	20	Циркуляційне	20	Стандарт	15	2,00
Графітові кільця з покриттям	5	Зі змащенням	6	Масляна ванна	3	Стандарт	15	1,30
Графітові кільця з покриттям	5	Суха	20	Масляна ванна	3	Стандарт	15	1,54
Графітові кільця з покриттям	5	Суха	20	Циркуляційне	20	Стандарт	15	2,73
Лабіринтове ущільнення	20	Зі змащенням	6	Масляна ванна	3	Стандарт	15	1,62
Лабіринтове ущільнення	20	Суха	20	Масляна ванна	3	Стандарт	15	2,00
Лабіринтове ущільнення	20	Суха	20	Циркуляційне	20	Стандарт	15	4,62

Результати табл. 10.2 свідчать про те, що середній час між зупинками парової турбіни на поточний ремонт суттєво залежить від надійності роботи окремих її компонентів і завжди буде менше, ніж середній час напрацювання на відмову для кожного з них.

¹⁹ Наведений у таблиці в роках час напрацювання до відмови може бути за потреби переведений у години напрацювання множенням наведених цифр на 8760 (365 діб по 24 год в кожній).

КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ І ПИТАННЯ

1. У чому полягає принципова різниця між поточним та капітальним ремонтом парової турбіни?
2. Який середній очікуваний термін служби парових турбін загального призначення і які фактори на нього впливають?
3. Назвіть чотири головні причини виходу парових турбін з ладу в період між капітальними ремонтами.
4. Яка основна причина поломок підшипників і які заходи рекомендуються для їх запобігання?
5. Які два основні показники використовуються для характеристики надійності парових турбін?

ДОДАТКИ

ДОДАТОК 1

Допустимі коливання параметрів пари

Номінальні характеристики, потужність, витрата пари, регулювання швидкості та тиску турбіни повинні базуватися на її роботі за максимальних параметрів пари²⁰.

Парові турбіни повинні бути здатні працювати за наведеними нижче коливаннями тиску та температури пари на вході, але їх потужність не обов'язково повинна відповідати стандартам, установленим для роботи на максимальних параметрах пари. Безперервна робота за параметрів пари, відмінних від максимальних, потребує перевірки постачальником турбіни.

1. Відхилення від максимального тиску пари на вході

Турбіна повинна бути здатною працювати без пошкоджень при витраті пари, меншій за номінальну, із середнім тиском, що становить 105 % від максимального значення тиску пари на вході (це допустиме відхилення враховує збільшення тиску зі зменшенням витрати пари, яке виникає під час роботи).

Тиск пари на вході в середньому не повинен перевищувати максимальний тиск протягом будь-якого 12-місячного періоду експлуатації. Тиск пари на вході не повинен перевищувати 110 % від максимального тиску за підтримки цих середніх значень, за винятком аномальних умов.

²⁰ Максимальні параметри пари – це найвищий тиск і температура пари на вході та тиск на виході, яким турбіна піддається в безперервній роботі.

Під час аномальних умов тиск пари на вході в турбіні може короткочасно перевищувати максимальний тиск на 20 %, але загальна тривалість таких коливань понад 105 % від максимального тиску не повинна перевищувати 12 годин протягом 12-місячного періоду експлуатації.

2. Відхилення від максимальної температури пари на вході

Середнє значення температури пари на вході не повинно перевищувати максимальну температуру протягом будь-якого 12-місячного періоду експлуатації.

Підтримуючи це середнє значення, температура не повинна перевищувати максимальну температуру більш ніж на 8 °C, за винятком аномальних умов. Під час аномальних умов температура не повинна перевищувати максимальну температуру більш ніж на 14 °C протягом періодів експлуатації не більше 400 годин за 12-місячний період експлуатації, а також не більше ніж на 28 °C для коливань тривалістю 15 хвилин або менше, що в сукупності становить не більше 80 годин за 12-місячний період експлуатації.

3. Відхилення від максимального тиску пари на виході для неконденсаційних турбін

Тиск пари на виході в середньому не повинен перевищувати максимальний тиск пари на виході протягом будь-якого 12-місячного періоду експлуатації.

Підтримуючи це середнє значення, тиск пари на виході не повинен перевищувати максимальний тиск більш ніж на 10 % і не опускатися більш ніж на 20 % нижче максимального тиску пари на виході.

4. Відхилення від максимального тиску пари на виході для конденсаційних турбін

Будь-які очікувані коливання тиску пари на виході, зазначені замовником у технічному паспорті, повинні бути враховані під час проектування турбіни.

ДОДАТОК 2

Чистота пари

Користувачі турбін повинні знати про небезпеку забруднення пари речовинами, які можуть сприяти корозійному розтріскуванню стінок, накопиченню на їх поверхні твердих відкладень, їх ерозії та корозії. Такі забруднювачі, як натрій, гідроксиди, хлориди, сульфати, мідь, свинець та силікати, можуть призвести до скорочення терміну служби турбіни та виходу з ладу її внутрішніх частин.

Неможливо заздалегідь визначити допустиму міру забруднення, яка дозволить матеріалам парової турбіни досягти заданого терміну придатності внутрішніх її елементів. Через це в таблиці Д2.1 наведено стосовно цього лише загальні рекомендації.

Таблиця Д2.1. Максимальні допустимі значення забруднюючих речовин²¹

Забруднююча речовина	Безперервний режим	Пусковий режим
Електропровідність при 25 °С, мікром/сантиметр:		
барабанні котли	0,3	1,0
прямоточні котли	0,2	0,5
SiO ₂ , ppb ²	20	50
Fe, ppb	20	50
Cu, ppb	3	10
Na + K, ppb:		
тиск пари до 5,5 МПа	20	20
тиск пари від 5,5 до 10 МПа	10	10
тиск пари від 10 до 16,5 МПа	5	5
тиск пари понад 16,5 МПа	3	3

²¹ ppb – часток на мільярд (*parts per billion*).

У таблиці вказані параметри для двох різних режимів роботи турбіни:

- **безперервний режим** (стандартний, стабільний режим роботи системи після завершення пускових процедур та виходу на номінальні параметри);
- **пусковий режим** (початковий етап роботи або перезапуск системи після простою, що характеризується нестабільними умовами та потенційно вищим рівнем забруднюючих речовин).

Для пускового та безперервного режимів установлені різні вимоги до чистоти пари, що відображає відмінності в операційних умовах. Більш м'які вимоги на етапі запуску є тимчасово допустимими, оскільки система стабілізується. Однак довгострокова надійність та цілісність системи залежать від суворого дотримання жорсткіших норм у безперервному режимі.

Електропровідність є інтегральним показником, що відображає загальну кількість розчинених іонних домішок у парі. Вищі значення вказують на підвищену концентрацію солей та інших сполук, які можуть спричиняти корозію.

Присутність **оксидів кремнію** становить значний ризик, оскільки вони мають схильність до утворення дуже твердих, склоподібних відкладень на поверхнях, особливо на лопатках турбін. Ці відкладення порушують аеродинамічний профіль лопаток, що веде до зниження ефективності турбіни, дисбалансу ротора та, у кінцевому підсумку, до механічних пошкоджень.

Залізо та мідь у парі є переважно продуктами корозії компонентів самої системи (трубопроводів, теплообмінників). Вони переносяться з парою та осідають на гарячих поверхнях, утворюючи пористі відкладення. Ці відкладення не тільки погіршують теплопередачу, але й можуть створювати

локальні умови для інтенсифікації корозії під ними (*under-deposit corrosion*), що прискорює деградацію обладнання.

Контроль лужних металів, таких як **натрій та калій**, є критично важливим, оскільки їхні сполуки можуть спричинити агресивну форму корозії – корозійне розтріскування під напругою у високотемпературних компонентах, виготовлених зі спеціальних сплавів. Вимоги до їх концентрації безпосередньо залежать від робочого тиску системи. Зі збільшенням тиску вимоги до наявності Na + K значно посилюються. Це відображає підвищений ризик корозії в більш екстремальних умовах експлуатації.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. API Standard 611 (6th edition): General-purpose steam turbines for petroleum, chemical, and gas industry services. Washington : American Petroleum Institute, 2022. 150 p.
2. API Standard 612 (8th edition): Petroleum, petrochemical, and natural gas industries – steam turbines – special-purpose applications. Washington : American Petroleum Institute, 2020. 199 p.
3. API Standard 614 (6th edition): Lubrication, shaft-sealing, and oil-control systems and auxiliaries. Washington : American Petroleum Institute, 2022. 245 p.
4. COPPUS steam turbines: product guide. Millbury : Dresser-Rand, 2002. 6 p.
5. Dresser-Rand steam turbines: custom-fit solutions. *Siemens Energy* : офіц. вебсайт. URL: <https://www.siemens-energy.com/global/en/home/products-services/product/D-r-steam-turbines.html> (дата звернення: 15.11.2025).
6. *Ebara Elliott Energy* : офіц. вебсайт. URL: <https://www.elliott-turbo.com/> (дата звернення: 15.11.2025).
7. Elliott Group: Single-stage steam turbines. Jeannette : Elliott Group, 2018. 8 p.
8. Elliott YR turbine manufacturing – Bengaluru. Bengaluru : Elliott Group, 2019. 2 p.
9. Efficiency: more value to your facility. Dresser-Rand steam turbines. Goerlitz : Siemens Energy Global GmbH & Co., 2021. 24 p.

10. Perez R., Lawhon D. Operator's guide to general purpose steam turbines. Beverly : Scrivener Publishing LLC, 2016. 323 p.
11. RLA / RLVA single-stage steam turbine. *McRae Engineering* : офіц. вебсайт. URL: <https://www.mcraeeng.com/files/single-stage-turbine-686140.pdf> (дата звернення: 22.10.2025).
12. *SEPCO, Inc.* : офіц. вебсайт. URL: <https://www.sepcocom/> (дата звернення: 14.11.2025).
13. Steam turbines and gas expanders. Jeannette : Elliott Group, 2013. 12 p.
14. The power to deliver: YR turbine products. Jeannette : Elliott Group, 2002. 20 p.
15. *Trico Corporation* : офіц. вебсайт. URL: <https://www.tricocorp.com/> (дата звернення: 14.11.2025).
16. YR steam turbines. Jeannette : Elliott Group, 2013. 8 p.

Навчальне видання

ПАТЛАЙЧУК Володимир Миколайович

**ПАРОВІ ТУРБИНИ
ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ:
ЇХ КОНСТРУКЦІЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ**

Навчальний посібник

Комп'ютерна правка й коректура *О. Г. Костенко*
Комп'ютерне верстання *Ю. С. Семенченко*

Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 9,53. Вид. № 23. Зам. № 2205-41.
Видавець і виготівник Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
просп. Героїв України, 9, м. Миколаїв, 54007
E-mail : publishing@nuos.edu.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6402 від 19.09.2018 р.