

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ**

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Доктор технічних наук, професор

_____ Терещенко Ю. М.

«_____» _____ 2022 р.

ДИПЛОМНА РОБОТА

(ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА ЗДОБУВАЧА ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ
«БАКАЛАВР» ЗА ОСВІТНЬО-ПРОФЕСІЙНОЮ ПРОГРАМОЮ «ГАЗОТУРБІННІ
УСТАНОВКИ І КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ»

**Тема: Газотурбінна установка простого циклу потужністю 12 МВт з
удосконаленою системою змащення**

Виконавець: студент ГУ-412Б _____ Ткаченко Андрій Олексійович

Керівник: _____ Нікітіна Галина Миколаївна

Нормоконтролер: _____ / _____ /

КИЇВ 2022

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломної роботи «Газотурбінна установка простого циклу потужністю 12 МВт з удосконаленою системою змащення»: сторінки, таблиць, рисунків, 17 джерел.

Об'єкт дослідження – проточна частина газотурбінної установки, система змащення газотурбінної установки.

Предмет дослідження – термогазодинамічні процеси в проточній частині газотурбінної установки, функціональні процеси системи змащення.

Мета дипломної роботи – профілювання проточної частини газотурбінної установки простого циклу потужністю 12 МВт, організація удосконалених функціональних процесів системи змащення за допомогою використання нових пристроїв.

Метод дослідження – аналітичний і розрахунковий.

Практичне значення результатів дипломної роботи визначається в можливості використання запропонованих заходів з удосконалення системи змащення з метою підвищення ефективності роботи газотурбінної установки і зниження експлуатаційних витрат.

ГАЗОТУРБІННА УСТАНОВКА, ГАЗОДИНАМІЧНИЙ ПРОЦЕС, ТУРБІНА, КОМПРЕСОР, СИСТЕМА ЗМАЩЕННЯ, ПІДШИПНИК, ГАЗОМАСТИЛЬНИЙ ТЕПЛОБМІННИЙ АПАРАТ, ОХОЛОДЖЕННЯ МАСЛА, МАСЛОУЛОВЛЮВАЧ

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ.....	7
ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1. ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ І ОРГАНІЗАЦІЯ РОБОТИ СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ.....	10
1.1 Вибір основних параметрів робочого процесу установки.....	10
1.2 Загальні відомості про системи змащення.....	11
1.3 Аналіз роботи і забезпечення стабільної роботи підшипників.....	12
1.3.1 Умови роботи підшипників кочення.....	15
1.3.2 Способи змащення підшипників кочення.....	18
1.3.3 Зношення підшипників кочення.....	18
1.4 Організація очищення масла систем змащення.....	19
1.4.1 Фільтрація масла під час роботи газотурбінної установки.....	19
1.4.2 Забезпечення чистоти масла з використанням зовнішніх пристроїв.....	21
1.5 Забезпечення чистоти систем змащення.....	22
Висновки до розділу.....	20
РОЗДІЛ 2. ГАЗОТУРБІНА УСТАНОВКА ПОТУЖНІСТЮ 12 МВт.....	21
2.1 Опис конструктивної схеми проекрованої газотурбінної установки.....	23
2.2 Термодинамічний розрахунок газотурбінної установки.....	28
2.3 Газодинамічний розрахунок газотурбінної установки.....	33
2.3.1 Газодинамічний розрахунок компресора низького тиску.....	33
2.3.2 Газодинамічний розрахунок компресора високого тиску.....	36
2.3.3 Газодинамічний розрахунок турбіни високого тиску.....	39
2.3.4 Газодинамічний розрахунок турбіни низького тиску.....	42
2.3.5 Газодинамічний розрахунок силової турбіни.....	45
2.3.6 Визначення статичних параметрів газу на виході з газотурбінної установки та геометричних характеристик вихідного пристрою..	47

2.4 Система змащення проектованої установки установки.....	53
2.5 Розрахунок параметрів системи змащення.....	56
Висновки до розділу.....	59
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ ГАЗОТУРБИННОЇ УСТАНОВКИ.....	60
3.1 Обґрунтування причин вдосконалення системи змащення.....	62
3.2 Організація підведення масла у внутрішню обойму підшипника	64
3.3 Організація охолодження масла в кожухотрубному газо-масляному теплообмінному апараті.....	66
3.4 Тепловий і гідравлічний розрахунок теплообмінного апарату.....	67
3.5 Забезпечення зниження втрат масла при роботі системи змащення.....	68
Висновки до розділу.....	70
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	71
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	72

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

- БК** — безпечний канал
- ВК** — відцентровий компресор
- ВНА** — вхідний напрямляючий апарат
- ГМТ** — газо-мастильний теплообмінник
- ГПА** — газоперекачувальний агрегат
- ГТД** — газотурбінний двигун
- ГТС** — газотранспортна система
- ГТУ** — газотурбінна установка
- КЗ** — камера згоряння
- ККД** — коефіцієнт корисної дії
- КВТ** — компресор високого тиску
- КНТ** — компресор низького тиску
- ПГУ** — парогазова установка
- ПМ** — повітряний мастилоохолоджувач
- СА** — сопловий апарат
- САК** — система автоматичного керування
- СТ** — силова турбіна
- ТВТ** — турбіна високого тиску
- ТНТ** — турбіна низького тиску
- ТОА** — теплообмінний апарат

ВСТУП

Газотурбінні установки широко використовують в газотранспортній системі як складову частину газоперекачувального агрегату для приводу нагнітачів природного газу.

Переважна частина парку газоперекачувальних агрегатів, що експлуатується в даний час, має дуже низький ККД, і відповідно високу витрату паливного газу. Тепер, коли вартість газу на Європейському ринку досягає історичного максимуму, експлуатація ГПА старих типів з великою витратою газу та низьким ККД є не доцільною і дорогою. В зв'язку з цим варто впроваджувати нові, сучасні, більш економічні газоперекачувальні агрегати. Вітчизняне двигунобудування має доволі високу технологічність та економічність, тому може задовольнити потребу на оновлення парку газоперекачувальних апаратів газотранспортної системи України.

Під час експлуатації газотурбінних установок з підвищеними параметрами робочого процесу основні функціональні елементи конструкції знаходяться під дією значних навантажень.

Будь-який вузол установки має своє призначення та визначену функцію у системі безперебійної роботи агрегату. Важливо не просто слідкувати та діагностувати вже існуючі робочі вузли, елементи конструкції і процеси, які відбуваються в них, але й розробляти нові методи та напрямлення у модернізації і підвищення ефективності роботи установок.

Для будь-якої газотурбінної установки або двигуна важливо мати оптимальні показники, такі як потужність, питома витрата палива, ККД.

Так однією із найважливіших систем, яка забезпечує оптимальну роботу і високі показники двигуна є система змащення. Саме система змащення серед усіх систем двигуна є найбільш вразливою, елементи якої витримують критичні характеристики і температури. Тому забезпечення нормального функціонування

системи змащення впливає на покращення характеристик, а також дозволяє збільшити робочий ресурс.

В дипломній роботі проаналізовано сучасні заходи щодо удосконалення систем змащення ГТУ і запропоновано використання способу підведення масла у порожнину підшипника за допомогою маслозбірного кільця. Також використання газомасляного теплообмінника і додаткового пристрою з масловідділення в системі суфлювання сприятиме підвищенню ефективності роботи системи змащення і ГТУ в цілому.

РОЗДІЛ 1

ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ І ОРГАНІЗАЦІЯ РОБОТИ СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ

1.1 Вибір основних параметрів робочого процесу установки

Тенденції в розвитку ГТУ, які склались у світі і в Україні, характеризуються як зростанням одиничної потужності установок, яка для деяких ГТУ досягає рівня 300 МВт, що співставляється з рівнем потужності ПГУ, так і створення номенклатури потужних характеристик ГТУ, що дозволяє вирішувати задачі в рамках енергетичної галузі в цілому.

Виробництво і впровадження в Україні приводних ГТУ трубопровідного транспорту успішно розвивається. Розробляються і освоюється випуск широкого спектру установок для потреб економіки. Серед нових перспективних для впровадження в різні галузі народного господарства установок енергетичного напрямлення можливо відмітити енергоутилізаційну установку з пентановим робочим циклом для компресорних станцій, геотермальні електростанції, ГТД складної схеми з силовою турбіною перерозширення для ГПА, когенераційні установки, нові детандер-генераторні установки для використання енергії дроселювання природного газу систем газопостачання і др [1].

Досягнення в газотурбобудуванні дозволяють на підставі проведення дослідження існуючих ГТУ обрати параметри робочого процесу установки заданої потужності. ГТУ на компресорній станції забезпечує привід нагнітача природного газу. До параметрів робочого процесу установи належить температура газу перед турбіною, ступінь підвищення тиску в компресорі та коефіцієнти, що характеризують втрати ГТУ в збірці. Вибір основних параметрів робочого процесу ГТУ виконується на основі аналізу залежності потужності, витрат палива та ефективності від цих параметрів. За прототип проекрованої ГТУ обрано

газотурбінну установку Д-336. Обрано параметри робочого процесу, які відповідають формуванню необхідної потужності 6,0МВт.

Останнім часом зберігається тенденція до підвищення температури газу перед турбіною і, відповідно, збільшення ступеня підвищення тиску в компресорі. Візьмемо значення температури газу перед турбіною 1450 К, і, відповідно, значення ступеня підвищення тиску – 17,1. Виходячи з наведених параметрів виконано розрахунки ГТУ, що проектується. Конструктивна схема ГТУ є тривальною. ГТУ складається з двокаскадного газогенератора і силової турбіни.

1.2 Загальні відомості про систему змащення

Система змащення двигуна - циркуляційна, під тиском, забезпечує постійну подачу мастила до поверхонь тертя підшипників опор роторів, ущільнень підшипників роторів, що обертаються, деталям центрального приводу, верхньої коробки приводів і обмежувачу частоти обертання СТ і його приводу для їхнього змащення й охолодження [1].

У системі змащення двигуна контролюються тиск і температура мастила на вході в двигун. На двигуні застосовані сигналізатори раннього виявлення несправностей системи змащення, деталей і вузлів, омиваних мастилом.

Сигналізатори видають сигнали САКД при досягненні наступних граничних параметрів:

- мінімальний тиск мастила на вході в двигун;
- засмічення фільтра тонкого очищення мастила;
- поява феромагнітної стружки або перевищення допустимої температури в магістралях відкачки мастила з порожнин підшипника КНТ підшипників ТВТ і ТНТ, підшипників СТ;

- поява феромагнітної стружки в магістралі відкачки мастила з верхньої коробки, центрального приводу, опори КВТ і нижньої коробки.

У систему змащення двигуна входять наступні основні вузли:

- мастильний бак, встановлений на ГПА;
- блок охолоджувачів мастила, встановлений на ГПА;
- мастильний агрегат, що складається з нагнітаючого насоса, чотирьох відкачуючих насосів, зворотніх і редуційного клапанів, фільтра тонкого очищення мастила з пропускним клапаном і сигналізатором перепаду тисків, клапана випуску повітря;
- повітровідділювач з фільтром грубого очищення мастила;
- стружкосигналізатор;
- термостружкосигналізатор наявності феромагнітних часток і перегріву мастила в магістралях відкачки мастила з опор роторів;
- запобіжні фільтри і фільтр мастильних форсунок;
- запобіжний фільтр і фільтр насосів відкачки;
- трубопроводи, канали і форсунки, кран зливу мастила.

Системи змащення газотурбінних установок можуть бути:

- короткозамкнені;
- нормальнозамкнені.

У систему суфлювання двигуна входять:

- відцентровий суфлер;
- трубопроводи і канали системи суфлювання.

1.3 Аналіз роботи і забезпечення стабільної роботи підшипників

1.3.1 Умови роботи підшипників кочення

Підшипники кочення працюють за рахунок перекочування тіл кочення по доріжках кочення і складаються з двох кілець (зовнішнього та внутрішнього), тіл кочення та сепаратора, що відокремлює тіла кочення один від одного, утримує їх на рівній відстані та спрямовує їх рух.

З точки зору організації мащення у підшипників кочення є переваги порівняно з підшипниками ковзання. Підшипники кочення забезпечують більш

точне центрування валу, мають нижчий коефіцієнт тертя, мають невеликі осьові розміри, мають меншу витрату мастильного матеріалу.

Довговічність підшипників кочення визначається величиною та характером навантаження, точністю виготовлення, правильною посадкою на вал та отвір корпусу, якістю монтажу[1].

Також у порівнянні з підшипниками ковзання, підшипники кочення мають дві важливі переваги:

- менш чутливі до випадкових перебоїв у подачі мастила;
- значно менші моменти під час рушання з місця.

Підшипники кочення працюють в умовах герцівського контакту тіл кочення та кілець: кулькові – точкового, роликові підшипники – лінійного. Контактна напруга досягає 5000 МПа в кулькових і 4000 МПа в роликових підшипниках [2].

Підшипники кочення не можуть у звичайних умовах працювати без мастила, так як, незважаючи на їх назву, в них відбувається ковзання, яке при високих навантаженнях без мастила супроводжувалося б неприпустимим зносом та швидким руйнуванням підшипника.

Ковзання в підшипниках кочення відбувається між [2]:

— тілами кочення та кільцями: оскільки кульки, ролики та кільця не є абсолютно жорсткими тілами, у зоні їх контакту завжди виникають пружні деформації.

Тому теоретичний точковий або лінійний контакт у дійсних умовах роботи під навантаженням перетворюється на торкання по майданчику, різні точки якого будуть розташовані на різних відстанях від центрів обертання контактуючих тіл. Отже, у більшості цих точок спостерігатиметься ковзання з різними швидкостями (рис. 5.1). Ковзання даного виду в підшипниках кочення є основним, оскільки воно відбувається в умовах високих питомих тисків у зоні контакту [2];

— тілами кочення і гніздами сепаратора: зусилля, що притискають кульки або ролики до стінок гнізд сепаратора, зазвичай невеликі, однак, в деяких випадках можуть виникати значні відцентрові сили, наприклад, в упорних підшипниках при

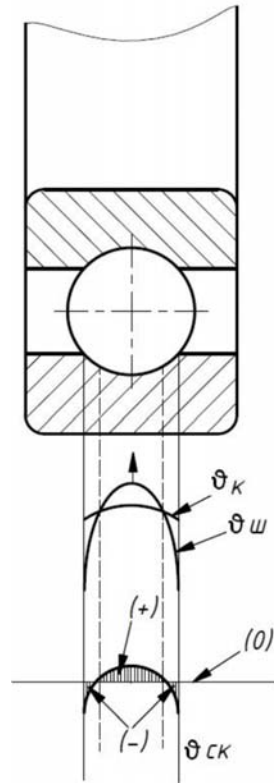


Рис. 1.1 Схема ковзання на площі контакту між кулькою і зовнішнім кільцем підшипника: $v_{\text{кільця}}$ - крива швидкостей різних точок кільця; $v_{\text{кулі}}$ – крива швидкостей різних точок кулі; $v_{\text{ковз}}$ – крива швидкості ковзання між кулею та кільцем

високих швидкостях обертання або в радіальних підшипниках, що здійснюють планетарне обертання (підшипниках планетарних і кривошипних механізмів). В таких випадках між сепаратором і тілами кочення можуть виникати значні сили тертя.

— сепаратором і кільцем, яким воно центрується: сепаратор, і зовнішнє або внутрішнє кільце, що центрує його (в радіальних підшипниках), є парою тертя, яка може розглядатися як підшипник ковзання. Зусилля в такій парі майже відсутні, але можуть бути викликані невірноваженістю валу або самого підшипника. Відцентрові сили, що виникають при цьому, в особливо швидкохідних

підшипниках можуть досягати величин, небезпечних для їх працездатності. Внаслідок цього сепаратори подібних підшипників виготовляються з матеріалів, що мають мінімальну питому вагу за можливо більшої міцності. До таких матеріалів відносяться деякі пластмаси, наприклад, текстоліт та пластмаси на базі поліамідних смол, а також дюралюміній [2].

Крім того, мащення потрібне для покращення осьових переміщень кілець підшипників та для повороту в корпусі, а також для зменшення шуму, захисту від корозії, пилу та амортизації ударів.

1.3.2 Способи змащення підшипників кочення

Змащення мінеральним мастилом має наступні переваги:

1. Пусковий момент і втрати на тертя у режиму, що встановився, значно менше, ніж при використанні пластичного мастила
2. При мащенні мастилом можуть бути досягнуті високі швидкості обертання, так як тепло може бути відведено циркулюючим мастилом.
3. При рідкому мащенні можуть бути допущені більш високі температури підшипника.
4. Для зміни мастила не потрібно розбирати підшипниковий вузол, як при пластичному мащенні.
5. Підшипники закритих зубчастих і черв'ячних передач зручно змащувати за рахунок розбризкування.
6. Надходження в підшипник чистого фільтрованого мастила легко забезпечити.

Для мащення підшипників кочення використовують різні способи подачі мастила в порожнини підшипників.

За цією ознакою розрізняють такі види мащення: фітильне мащення, мастильна ванна (занурення), розбризкуванням, конічними насадками, крапельна, маслоподаючими кільцями, туманом, циркуляційна (струменева).

Фітильне мащення проводиться за допомогою фітильних маслянок. У таких маслянках мастило, змочуючи фітиль з бавовняних або вовняних ниток, піднімається по ньому і стікає у вузол тертя. Фітильні маслянки до цього часу широко застосовуються в обладнанні, що працює з перервами і з малими швидкостями і навантаженнями.

Найпростіший метод змащування мастилом є мастильна ванна (рис. 1.2). Цей метод рекомендується використовувати для великих роликопідшипників, що працюють безперервно тривалий час. Резервуаром для мастило, як правило, є корпус підшипника. Мастильні ванни в основному використовуються у вузлах із горизонтальним розташуванням валу.

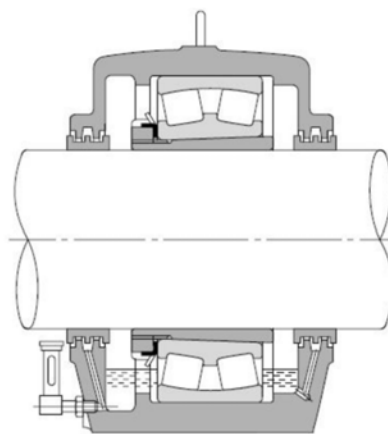


Рис. 1.2 Змащення підшипника за допомогою мастильної ванни

Змащення розбризкуванням застосовується при досить високій частоті обертання хоча б одного з валів. Наприклад, коли підшипник кочення пов'язаний із системою шестерень, що змащуються мастилом та неізолювані від загальної системи подачі мастила. Мастило, що розбризкується, створює навколо підшипника мастильний туман.

При невеликих числах оборотів цей спосіб забезпечує змащування підшипників, при великих числах обертів доводиться застосовувати мастиловідбійні пристрої, що обмежують доступ мастила до підшипника. Недоліком цього способу є змащування підшипника тим же мастилом, яким змащуються пов'язані з підшипником деталі вузла, внаслідок чого підшипник можуть потрапляти продукти зношування цих деталей.

Змащування конічними насадками (рисунок 1.3) зазвичай застосовується для підшипників, встановлених на вертикально розташованих валах. Подача мастила з ванни до підшипника здійснюється при обертанні конічної насадки.

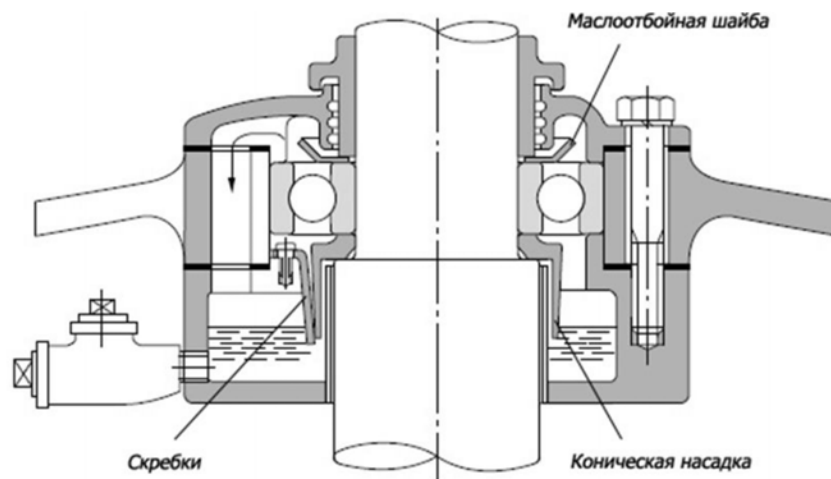


Рис. 1.3 Змащення підшипника за допомогою конічних насадок

Істотним недоліком такої системи є відсутність мастила в підшипнику в момент пуску механізму, що може істотно позначитися на їх довговічності.

Крапельне змащування (рисунок 1.4) за допомогою крапельних (дозуючих) маслянок застосовується для невідповідальних, періодично працюючих та розташованих у легкодоступних місцях підшипників горизонтальних та вертикальних валів у широкому інтервалі частот обертання.

Дозуючі маслянки використовують як для змащування окремих підшипників, так і одночасного змащування всіх опор механізму. Можуть застосовуватися для

підшипникових вузлів як з горизонтальним, так і з вертикальним розташуванням валу.

Будучи проточним, крапельне змащування забезпечує відведення тепла та вимивання з підшипника продуктів його зношування.

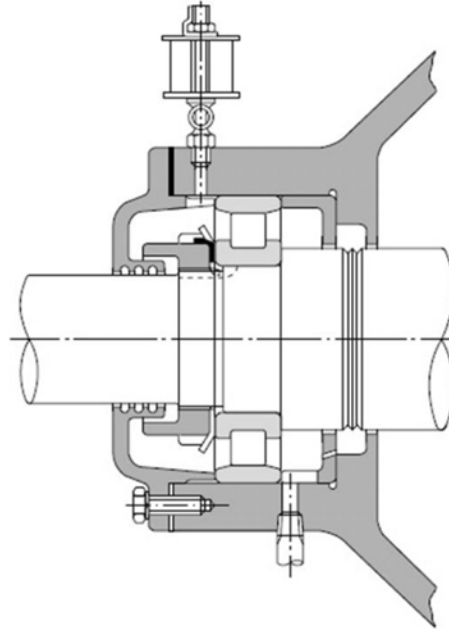


Рис. 1.4 Крапельне змащування підшипника

У тих випадках, коли змащення мастилом зумовлене швидкостями та робочими температурами, для забезпечення високої надійності змащування рекомендується використовувати змащення мастилоподаючим кільцем (рисунок 1.5), яке служить для створення циркуляції мастила. Це кільце вільно розташоване на втулці валу і занурене в мастило, що знаходиться в нижній половині корпусу. Обертаючись разом з валом, кільце переносить мастило з нижньої частини корпусу в мастилозбірник, звідки, пройшовши через підшипник, стікає у нижній колектор [2].

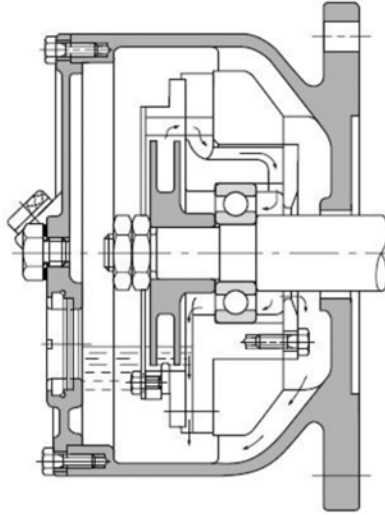


Рис. 1.5 Змащування підшипника мастилоподаючим кільцем

При циркуляційному змащуванні мастило безперервно подається у підшипник струменем під тиском через форсунки. Така система застосовується для змащування:

- великих шарико- і роликопідшипників, що працюють тривалий час;
- шарико- і роликопідшипників середньогабаритних розмірів, що працюють на високих частотах обертання;
- важконавантажених підшипників, що працюють з великими втратами потужності на тертя, які вимагають інтенсивного відведення тепла.

У цих умовах циркуляційна система змащування є найефективнішою, особливо тоді, коли потрібно одночасно змащувати групу підшипників.

При змащуванні особливо швидкохідних важконавантажених підшипників, що працюють в умовах значного виділення тепла, бажано на кожен підшипник спрямовувати кілька струменів (безпосередньо до гнізда сепаратора).

Для забезпечення достатнього змащування без зайвого підвищення робочої температури в умовах дуже високих швидкостей, в підшипник має надходити достатня, але не надмірна кількість мастила. Одним з найбільш ефективних методів досягнення такого режиму є струменеве змащування, при якому струмінь мастила

під тиском (5...10 атм.) прямує на робочу поверхню внутрішнього кільця підшипника, причому з таким розрахунком, щоб обертанням тіл кочення мастило відкидалося до периферії підшипника, звідки видалялося б через виріз на зовнішній поверхні сепаратора або через пази в зовнішньому кільці підшипника.

Швидкість струменя мастила повинна бути досить високою (не менше 15 м/с) для подолання завихрень, що виникають навколо підшипника, що обертається. Змащування мастильним туманом, засноване на принципі пульверизації, може застосовуватися як для підшипникових вузлів, що працюють при високій частоті обертання (шліфувальні шпинделі та ін), так і для важконавантажених вузлів. Перевага змащування мастильним туманом полягає у мінімальній витраті мастила при інтенсивному повітряному охолодженні. Крім того, надлишковий тиск повітря усередині підшипникового вузла захищає опору від зовнішніх забруднень.

Для вибору мастила необхідно враховувати, що густе мастило підвищує момент обертання, який збільшується за низьких температур. Там, де швидкість не перевищує кількох сотень обертів на хвилину, потрібне рідке мастило [2].

1.3.3 Зношення підшипників кочення

Основними видами зносу в підшипниках кочення є стирання та втомне викришування: стирання присутнє незначно, а задирання практично відсутнє.

У практичних умовах експлуатації стирання викликається абразивними домішками, продуктами зношування (наприклад, шестерень у редукторі). Стирання на ділянках проковзування тіл кочення зазвичай мале і за правильно підібраного мастила не має практичного значення. Однак, у деяких випадках виникає значне стирання, що має корозійно-механічний характер, за наявності в мастилі хімічно активних компонентів, які можуть бути в ньому в якості протизадирних присадок. Це може статися, коли мастило з протизадірною присадкою застосовується для змащення зачеплення, а його туман потрапляє у підшипник [2].

Викришування це основна причина виходу з ладу підшипника кочення. Воно є результатом втоми металу від повторної напруги при коченні, що супроводжуються ковзанням. Втоми тріщини, що виникають при цьому, розклинаються мастилом.

Є дані про те, що зі збільшенням в'язкості мастила кількість циклів навантаження до початку викришування збільшується. Викришування посилюється, якщо використовувати мастила із сильними протизадирними присадками, або старі мастила. Синтетичні мастила, особливо ефіри, іноді прискорюють початок фарбування проти нафтовими мастилами. Задири виникають у підшипниках кочення вкрай рідко внаслідок надмірних навантажень та перегріву підшипника.

Чим вище навантаження на підшипник, тим більше має бути в'язкість у мастила (здатність зберігати безперервну мастильну плівку). Підвищення швидкості вимагає застосування мастил із меншою в'язкістю.

Результати експериментальних досліджень залежності в'язкості мастила від середнього діаметра підшипника і швидкості обертання валу для визначення необхідної в'язкості мастила представлені в номограмі (рис. 1.6) [2].

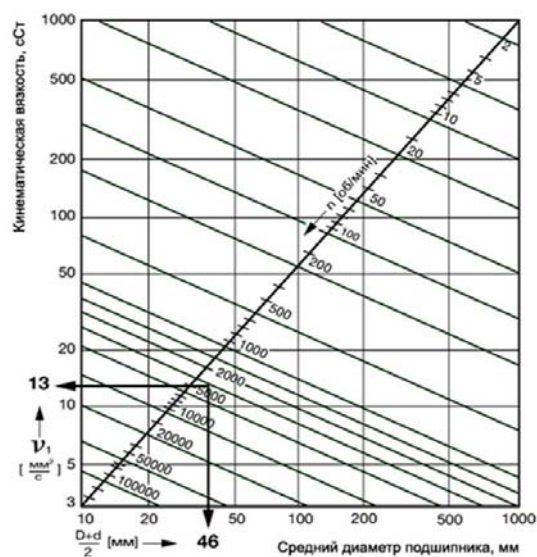


Рис. 1.6 Номограма для визначення в'язкості мастила (при температурі 40°C) по середньому діаметру підшипника та частоті обертання

Термін служби мастила визначається не лише тривалістю його роботи у вузлу, але й природним старінням, особливо при потраплянні в нього пилу та води. Періодичність заміни мастила в основному залежить від умов експлуатації, якості та заходів щодо його збереження, а також його кількості.

Експлуатація в умовах більш високих температур вимагає частішої заміни мастила. Так, наприклад, при експлуатації в умовах робочих температур близько 100°C, заміна мастила повинна проводитись кожні три місяці. Часта заміна мастила також потрібна під час експлуатації підшипників у важких умовах.

При циркуляційному змащуванні періодичність заміни мастила також залежить від часу циклу загального обсягу мастила і від того, чи використовується охолодження мастила чи ні. Загалом визначити прийнятну періодичність заміни мастила можна лише дослідним шляхом у процесі експлуатації або регулярною перевіркою стану мастила щодо відсутності забрудненості та ознак сильного окислення. Ті ж рекомендації відносяться до змащування вприскуванням мастила. При точковому змащуванні мастило лише один раз проходить через підшипник і повторно не використовується.

1.4 Організація очищення мастила систем змащення

1.4.1 Фільтрація мастила під час роботи газотурбінної установки

Мастило, що використовуються як робоче тіло в системі змащення ГТУ повинно задовольняти певним вимогам за допустимою кількістю та розмірами механічних забруднень у певному обсязі рідини. Клас чистоти визначається за ГОСТ 17216-2001. Для систем змащення встановлено норми на чистоту мастила [2]. У заправній системі чистота мастила має бути не гіршою за 11 клас, а в робочій - не більше 13 класу.

В процесі роботи ГТУ чистота мастила забезпечується його фільтрацією через систему фільтрів.

В системі змащення встановлено фільтри тонкої очистки в нагнітальній магістралі після нагнітаючого насосу, фільтри грубої очистки – в магістралі відкачування.

На вході в опори ГТД додатково встановлюють фільтри грубої очистки (рис. 1.7), що не створюють великого опору і оберігають вузли тертя від особливо небезпечних великих включень.



Рис. 1.7 Мастильний фільтр на вході в опору газотурбінної установки

До конструкції мастильних фільтрів висуваються спеціальні вимоги:

- забезпечення необхідної тонкості фільтрації;
- забезпечення достатнього прокачування мастила через систему у разі повного засмічення фільтроелементів;
- забезпечення сигналізації про засмічення, яка має спрацьовувати до того, як відкриється перепускний клапан;
- забезпечення зливу мастила та очищення (або заміни) його фільтроелементів.

В системах змащення використовують фільтри дискової конструкції з фільтруючими сітками. Класичною є конструкція мастильного фільтра, у якого фільтропакет складається з набору дисків, що встановлюються на порожню втулку з отворами.

При цьому у фільтропакеті утворюються гофри в поперечному напрямку. Мастило проходить зовні через сітки дисків і потрапляє через отвори всередину втулки, з якої вона йде у вихідну порожнину. Весь фільтропакет стягується гайкою

та фіксується пружинною контровкою. Фільтропакет встановлюється у корпус разом із кришкою, яка фіксується притискною планкою через зачепи, закріплені на корпусі (байонетне зачеплення) (рис. 1.8).

При демонтажі фільтропакет виймається шляхом обертання маховика і, відповідно, гвинта, який тягне кришку з фільтропакетом. Після виходу кришки з корпусу притискна планка виводиться із зачеплення, а далі фільтропакет можна вільно виймається з корпусу. Загальний вигляд фільтропакету дискового типу наведено на рис. 1.9.

Збільшення терміну служби фільтра досягається збільшенням фільтруючої площі. Зазвичай число секцій фільтропакету діаметром 100 мм не перевищує 12 ... 14, а при діаметрі секцій 70 мм їх кількість у фільтропакеті буває вдвічі більшою. Сумарна потрібна поверхня фільтропакету має забезпечити швидкість течії мастила через сітчастий фільтроелемент не більше 0,05 метра за секунду.

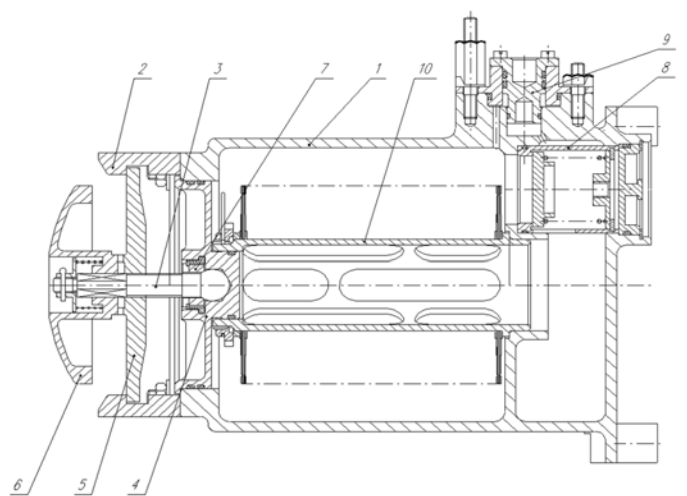


Рис.1.8 Конструкція мастильного фільтра з дисковими фільтроелементами:

1 – корпус фільтра; 2 – фланець; 3 – гвинт; 4 – кришка фільтра; 5 – планка; 6 – маховик; 7 – гайка; 8 – клапан перепускний; 9 – місце для датчика перепаду тиску; 10 – фільтропакет

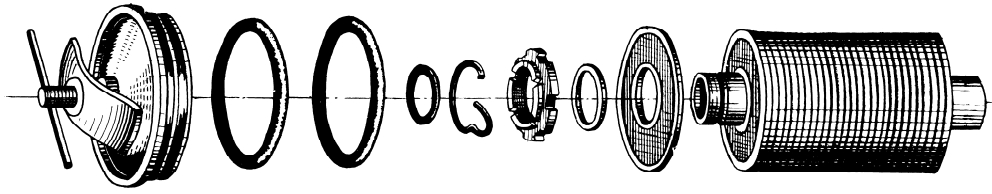


Рис. 1.9 Фільтропакет, що складається з дискових фільтроелементів

Недоліками фільтроелементів дискового типу з металевою сіткою є більш грубий ступінь очищення мастила порівняно з фільтрами об'ємної фільтрації; схильність металевої сітки до відкладення на ній смолистих речовин; велика трудомісткість промивання фільтра; висока вартість і обмежений ресурс працездатності фільтроелементів.

Конструкція фільтра оснащується клапаном, що перепускає мастило в систему нагнітання в обхід фільтроелементів. Відкриття клапана налаштовується на певний перепад тисків між вхідною та вихідною порожниною фільтра ($0,08 \pm 0,02$ МПа). Перепускний клапан може бути розташований всередині корпусу або поза ним. При досягненні заданої величини перепаду тиску на фільтрі (від 0,05 до 0,06 МПа), видається сигнал для отримання інформації про засмічення фільтра та своєчасної заміни фільтроелементу ще до моменту відкриття перепускного клапана.

В сучасних ГТУ існують нові вимоги до нових фільтрів для систем змащення:

- підвищення тонкості фільтрації мастила при прийнятних габаритах фільтрів, малій їх масі та мінімально можливому гідравлічному опорі;

- перехід з фільтроелементів, що очищуються, на одноразові змінні фільтроелементи.

Тонкість фільтрації мастила визначається максимальним діаметром частинки забруднювача, що пройшла через фільтроматеріал. Згідно досліджень, за рахунок чистоти мастила може бути продовжено термін служби вузлів тертя компонентів. За результатами дослідження П. Макферсона різке збільшення відносної довговічності підшипника досягається при тонкості фільтрації менше 10 мкм (рис. 1.10) [5].

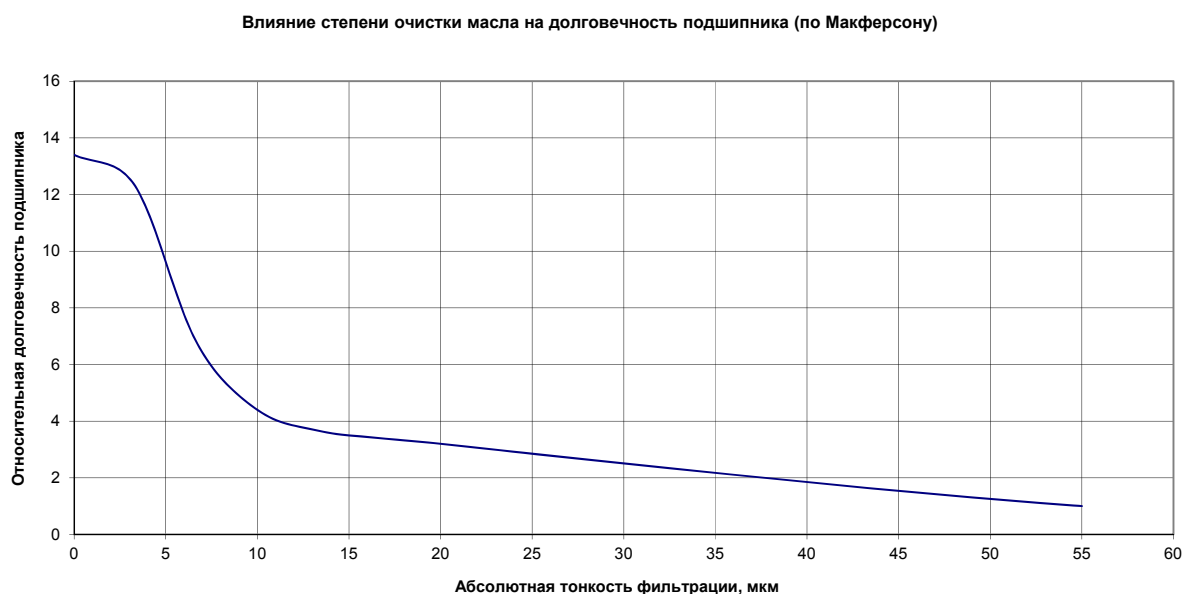


Рис. 1.10 Залежність відносної довговічності підшипника від тонкості фільтрації мастила

Питання підвищення тонкості фільтрації в системах змащення ГТУ стає все більш актуальним, оскільки, з одного боку, має місце збільшення навантажень на підшипники та ускладнення умов їх роботи (збільшення робочих температур), а з іншого - економічна ситуація обумовлює необхідність мати високий ресурс двигуна для підвищення його конкурентоздатності [4].

Крім збільшення довговічності підшипників, система тонкої фільтрації забезпечує:

- зменшення трудовитрат і часу обслуговування системи змащення;
- підвищення ресурсу насосів;
- підвищення ресурсу та виключення заклинювання клапанів;
- загальне збільшення надійності установок

Важливим моментом при переході на змінні фільтроелементи є раціональний вибір фільтраційного матеріалу. Фільтруючий матеріал для тонкої фільтрації мастила в сучасних ГТУ повинен мати такими якостями [4]:

- високою пористістю;
- досить високою питомою брудоемністю;
- високими і стабільними показниками якості фільтруючих властивостей (тонкістю фільтрації, питомою пропускною здатністю та ін.) та не знижувати ці показники протягом заданого часу;
- необхідною механічною міцністю, у тому числі при дії вібраційних та теплових навантажень;
- стійкістю до мастила, що очищається, у всьому діапазоні робочих температур;
- відсутністю негативного впливу на фізико-хімічні властивості мастила;
- малим гідравлічним опором за високої питомої пропускної здатності;
- здатністю до повної утилізації (без забруднення довкілля);
- мати задовільні економічні показники.

Раціональним варіантом є використання матеріалу, що складається з двох пористих скловолокнистих тканин, між якими в хаотичному порядку розташовані зафіксовані між собою шматочки скляних волокон. Скляні волокна стійкі до агресивних компонентів синтетичних мастил. Скловолокнистий фільтруючий матеріал має високу міцність і може працювати при температурі приблизно 400°C, він не схильний до облипання його волокон шаром поляризованих молекул, що суттєво зменшує пропускну здатність. Фільтруючий матеріал закріплюється на гофрованому циліндричному каркасі фільтроелементу. В процесі експлуатації при

спрацьовуванні сигналізації про забруднення фільтроелементу його замінюють новим.

Таким чином, у порівнянні з металевими сітками скловолокнистий фільтруючий матеріал має важливу перевагу: на ньому не відбувається прогресуючого налипання смолистоподібних продуктів термічного розкладання мастила. Також, фільтроелементи зі скловолокна значно дешевші за фільтруючих пристроїв з металевими сітками.

В даний час завдяки розвитку фільтраційної техніки в світі, абсолютна тонкість очищення мастила в газотурбінних двигунах досягла 25-30 мкм, і проводяться роботи з її подальшого підвищення.

1.4.2 Забезпечення чистоти мастила з використанням зовнішніх пристроїв

Збереженню властивостей мастила в процесі експлуатації обладнання сприяє застосування комплексу заходів щодо запобігання його забруднення, що передбачає використання ефективних засобів та методів експлуатаційного очищення та регенерації мастила, своєчасне введення присадок.

Для підтримки якості мастила в процесі експлуатації ГТУ використовується

Висновки до розділу

За результатами теоретичного дослідження існуючих ГТУ та систем змащення отримано наступні результати:

1. Для ГТУ заданої потужності обрано основні параметри робочого процесу і конструктивну схему.
2. Розглянуто організацію роботи системи змащення ГТУ.
3. Проаналізовано умови роботи підшипників кочення і способи їх змащування.
4. Проаналізовано причини і наслідки зношення підшипників.

5. Розглянуто організацію фільтрації мастила під час циркуляції в системі змащення.

6. Розглянуто можливі способи очищення турбінного мастила з використанням зовнішніх установок для очищення мастила.

7. Розглянуто способи очищення систем змащення.

РОЗДІЛ 2

ГАЗОТУРБІННА УСТАНОВКА ПОТУЖНІСТЮ 12 МВт

2.1 Опис конструктивної схеми проектованої газотурбінної установки

Двигун виконаний за тривальною схемою з осьовим двокаскадним сімнадцятиступеневим компресором, проміжним корпусом, кільцевою камерою згоряння, трьома ступенями турбін компресорів, триступеневою силовою турбіною і вихідним пристроєм (рис. 2.1).

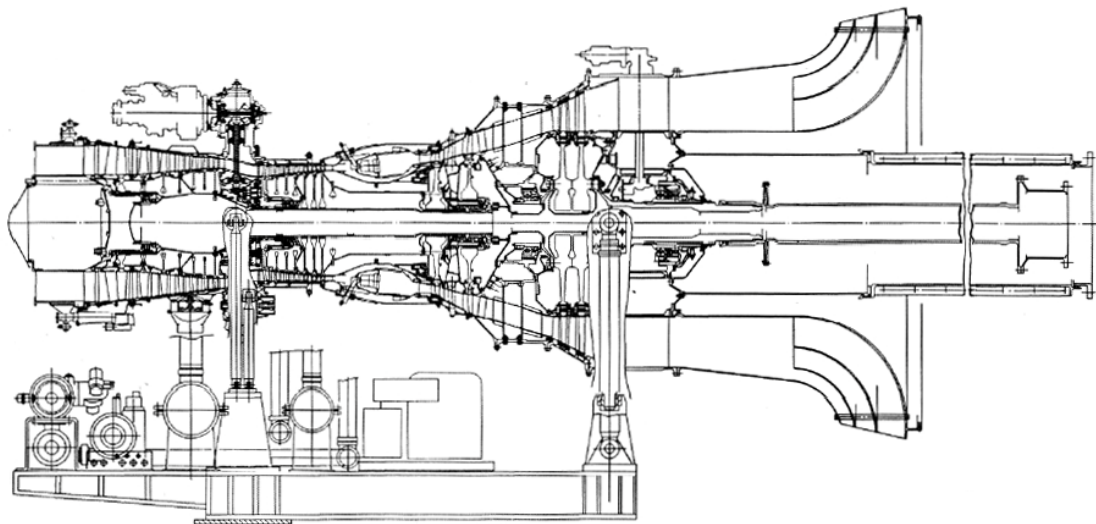


Рис. 2.1 Конструктивна схема ГТУ

Ротор компресора розділений на два самостійних ротори, кожний з яких приводиться в обертання своєю турбіною, і утворюють каскад високого і низького тиску відповідно. При цьому ротори мають різні оптимальні для них частоти обертання, і зв'язані між собою та ротором силової турбіни тільки газодинамічним зв'язком.

Конструктивна схема виконана шестиопорною, тобто кожний з трьох роторів встановлений на двох підшипниках [6]. Застосування трикаскадного компресора дозволило:

- використовувати в компресорі ступені, що мають високий коефіцієнт корисної дії;
- забезпечити необхідні запаси газодинамічної стійкості компресора;
- використовувати для запуску двигуна пусковий пристрій малої потужності, тому що при запуску стартер розкручує тільки ротор високого тиску.

Високі параметри газодинамічного циклу двигуна забезпечили його високу економічність.

Конструкція двигуна виконана з урахуванням забезпечення принципу модульної (блокової) зборки.

Двигун розділений на дев'ять основних модулів, кожний з яких - закінчений конструктивно-технологічний вузол і може бути (крім головного другого модуля) демонтований і замінений на двигуні.

Модульність конструкції двигуна забезпечує можливість відновлення його експлуатаційної придатності заміною деталей і вузлів в умовах експлуатації.

Двигун обладнаний засобами раннього виявлення несправностей (апаратурою контролю вібрацій, сигналізатором перепаду тиску на мастильному фільтрі, стружкосигналізатором, термостружкосигналізатором, сигналізатором мінімального тиску мастила, вимірюванням температури мастила на вході). В корпусних деталях двигуна передбачені спеціальні отвори для огляду наступних деталей: робочих лопаток усіх ступенів компресора низького тиску; робочих лопаток усіх ступенів компресора високого тиску; зовнішніх і внутрішніх стінок жарової труби; робочих паливних форсунок; лопаток соплового апарата турбіни високого тиску; робочих

лопаток турбіни високого тиску;робочих лопаток турбіни низького тиску;робочих лопаток усіх ступенів силової турбіни.

Компресор двигуна - осьовий, двокаскадний, складається з близькозвукового компресора низького тиску і дозвукового компресора високого тиску.

2.2 Термодинамічний розрахунок газотурбінної установки

Термодинамічний розрахунок має на меті визначення основних параметрів потоку в характерних перерізах на розрахунковому режимі [7, 8].

Вихідні дані:

$N_e := 12 \cdot 10^6$	номінальна потужність установки, Вт
$T_{кз}^* := 1450$	температура газу перед турбіною, К
$\pi_{кнт}^* := 3.8$	ступінь підвищення тиску в компресорі низького тиску
$\pi_{квт}^* := 4.5$	ступінь підвищення тиску в компресорі високого тиску
$\pi_{к}^* := \pi_{кнт}^* \cdot \pi_{квт}^* = 17.1$	сумарна ступінь підвищення тиску в компресорі
$T_0 := 288.15$	температура навколишнього середовища, К
$p_0 := 101325$	тиск навколишнього середовища, Па
$k := 1.4 \quad k_T := 1.33$	
$R := 287.05$	універсальна газова стала

Визначення параметрів повітря в компресорі

Параметри потоку в компресорі низького тиску:

$T_{вх}^* := T_0 = 288$	температура на вході у ВНА, К
$p_{вх}^* := p_0 = 101325$	тиск на вході у ВНА, Па
$\sigma_{вх} := 0.96$	коефіцієнт збереження повного тиску

$$\eta^*_{\text{КНТ}} := 0.87$$

ККД КНТ

$$p^*_{\text{ВХ.КНТ}} := \sigma_{\text{ВХ}} \cdot p^*_{\text{ВХ}} = 97272$$

тиск повітря на вході в КНТ, Па

$$T^*_{\text{ВХ.КНТ}} := T^*_{\text{ВХ}} = 288$$

температура на вході в КНТ, К

$$p^*_{\text{ВИХ.КНТ}} := p^*_{\text{ВХ.КНТ}} \cdot \pi^*_{\text{КНТ}} = 369634$$

тиск повітря на виході з КНТ, Па

$$T^*_{\text{ВИХ.КНТ}} := T^*_{\text{ВХ.КНТ}} \cdot \left(1 + \frac{\frac{k-1}{k} \pi^*_{\text{КНТ}} - 1}{\eta^*_{\text{КНТ}}} \right) = 442$$

температура на виході з КНТ, К

$$L_{\text{КНТ}} := \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot (T^*_{\text{ВИХ.КНТ}} - T^*_{\text{ВХ.КНТ}}) = 154443$$

робота КНТ, Дж/кг

Параметри потоку в компресорі високого тиску:

Оскільки КНТ та КВТ рознесені, визначаємо параметри на вході в КВТ

$$\sigma_{\text{ПД}} := 0.985$$

коефіцієнт збереження повного тиску на перехідній ділянці

$$\eta^*_{\text{КВТ}} := 0.86$$

ККД КВТ

2.3 Газодинамічний розрахунок газотурбінної установки

Метою газодинамічного розрахунку двигуна є визначення його розмірів у характерних перерізах, осьових розмірів елементів двигуна, необхідних для його компонування, кількості ступенів компресора та каскадів турбіни, частоти обертання роторів [9].

2.3.1 Газодинамічний розрахунок компресора низького тиску

Параметри на вході в КНТ

$$c_{a,\text{ВХ.КНТ}} := 180$$

осьова швидкість на вході в КНТ, м/с

$$\rho_{\text{ВХ.КНТ}} := \frac{p^*_{\text{ВХ.КНТ}}}{R \cdot T^*_{\text{ВХ.КНТ}}} = 1.177$$

густина повітря на вході, кг/м²

$$F_{\text{ВХ.КНТ}} := \frac{G_{\text{В}}}{\rho_{\text{ВХ.КНТ}} \cdot c_{\text{а.ВХ.КНТ}}} = 0.195$$

площа проточної частини на вході в компресор низького тиску, м²

$$T_{\text{ВХ.КНТ}} := T_{\text{ВХ.КНТ}}^* - \frac{c_{\text{а.ВХ.КНТ}}}{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R} = 288$$

статична температура на вході в КНТ, К

$$P_{\text{ВХ.КНТ}} := P_{\text{ВХ.КНТ}}^* \cdot \left(\frac{T_{\text{ВХ.КНТ}}}{T_{\text{ВХ.КНТ}}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 97166$$

статичний тиск на вході в КНТ, Па

$$d_{\text{ВХ.КНТ.ВТУЛ}} := 0.45$$

відносний діаметр втулки на вході в КНТ, м

$$D_{\text{ВХ.КНТ.КІНЦ}} := \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{ВХ.КНТ}}}{\pi \cdot (1 - d_{\text{ВХ.КНТ.ВТУЛ}}^2)}} = 0.558$$

зовнішній діаметр КНТ, м

$$D_{\text{ВХ.КНТ.ВТУЛ}} := D_{\text{ВХ.КНТ.КІНЦ}} \cdot d_{\text{ВХ.КНТ.ВТУЛ}} = 0.251$$

діаметр втулки КНТ, м

$$h_{\text{ВХ.КНТ}} := \frac{D_{\text{ВХ.КНТ.КІНЦ}} \cdot (1 - d_{\text{ВХ.КНТ.ВТУЛ}})}{2} = 0.153$$

висота лопатки на вході в КНТ, м

$$D_{\text{ВХ.КНТ.СЕР}} := D_{\text{ВХ.КНТ.ВТУЛ}} + h_{\text{ВХ.КНТ}} = 0.405$$

середній діаметр на вході в КНТ, м

2.3.6 Визначення геометричних характеристик вихідного пристрою

$$F_{\text{С}} := \frac{G_{\text{В}} \cdot (1 + g_{\text{П}})}{\rho_{\text{С}} \cdot c_{\text{С}}} = 0.458$$

площа перерізу вихідного пристрою, м²

$$D_{\text{С}} := \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{С}}}{\pi}} = 0.764$$

діаметр вихідного пристрою, м

Графічна інтерпретація результатів термогазодинамічного розрахунку ГТУ наведена на рис. 2.2.

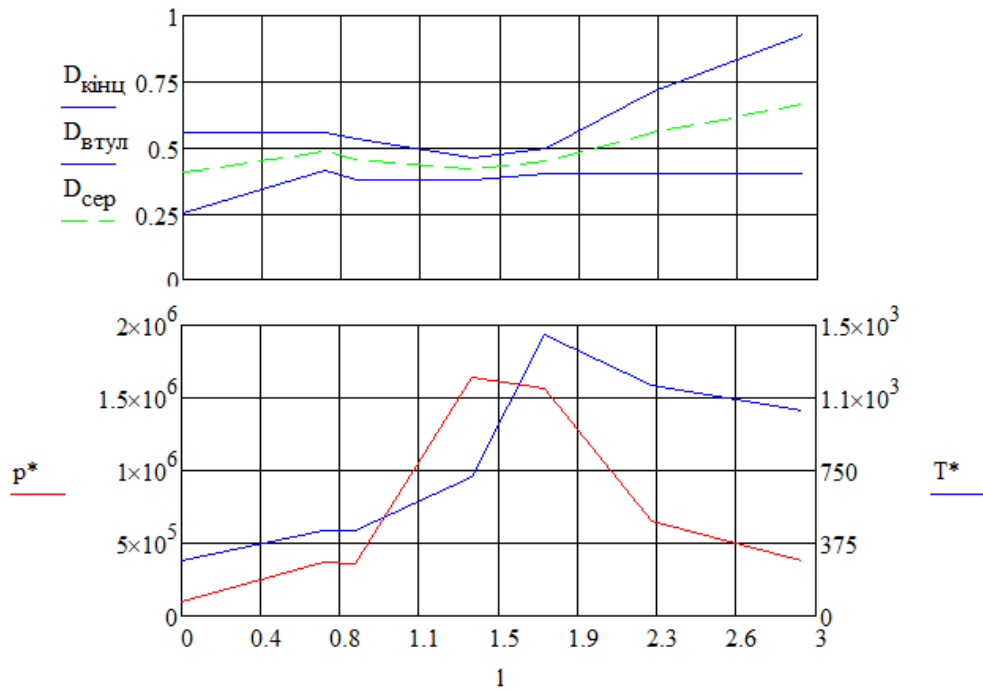


Рис. 2.2 Проточна частина та графік параметрів вздовж установки

2.4 Система змащення проектованої установки

Система змащення циркуляційна під тиском і призначена для забезпечення постійної подачі мастила до поверхонь підшипників, що труться, і ущільненням опор компресорів і турбін, обертовим деталям центрального приводу, коробок приводів, обмежувачу частоти обертання і його приводу для їх змащування та охолодження (рис. 2.3).

2.5 Розрахунок параметрів системи змащення

Турбінне мастило, що використовується в системі змащення ГТУ-ТП22С.

Вихідні дані:

$$t_{м.вх} := 60$$

температура мастила на вході в двигун, °С

$$t_{м.вих} := 100$$

температура мастила на виході з двигуна, °С

$$C_M := 2.083$$

питома теплоємність мастила, кДж/(кг*К)

$$\rho_M := 0.8$$

густина мастила, кг/л

$$Q_M := 2200$$

тепловіддача в мастило, кДж/хв

Розрахунок ємності бака:

$$W := \frac{Q_M}{C_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M} = 33.005 \quad \text{прокачка мастила через двигун, л/хв}$$

Висновки за розділом

В розділі виконано наступне:

1. Наведено опис конструктивно-силової схеми ГТУ. В ГТУ потужністю 12 МВт використано тривальну схему.
2. Виконано термодинамічний розрахунок простого циклу з визначенням основних параметрів в характерних перерізах установки.
3. За результатами газодинамічного розрахунку спрофільовано проточну частину ГТУ, обрано кількість ступенів КНТ, КВТ, ТВТ, ТНТ, СТ і визначено частоти обертання роторів.
4. Розроблено схему системи змащення ГТУ і наведено опис роботи системи.
5. Виконано розрахунки основних параметрів системи змащення.

РОЗДІЛ 3

ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

3.1 Обґрунтування причин вдосконалення системи змащення

Посилення експлуатаційних норм для газотурбінних установок, підвищені вимоги до їх надійності та економічності виявили низку гострих проблем при експлуатації систем змащення ГТУ.

Для вирішення цих проблем потрібне підвищення ефективності, тобто зниження прокачування, витрати мастила та тепловіддачі, зменшення втрат мастила у навколишнє середовище під час роботи циркуляційної системи змащення [6]. При цьому забезпечення теплового стану опор є одним із пріоритетних завдань, оскільки вони часто не здатні витримувати необхідний ресурс установки.

Підвищити ресурс можна за рахунок модернізації системи змащення, зокрема, зміною конструкції і запровадженням додаткових структурних елементів системи.

Підвищення ефективності мастила підшипників опор може бути досягнуто організацією подачі мастила до пар тертя. Є перспективним застосування в опорах нових конструктивних елементів, таких як мастилозахват для підведення мастила в підшипники, гідродинамічні демпфери та ущільнення [11].

Зменшення втрат мастила із системи змащення може бути забезпечено з використанням мастилоуловлювачів типу «циклон», що також приведе до підвищення ефективності ще й через зменшення витрати енергії, оскільки такі мастилоуловлювачі не приводні.

3.2 Організація підведення мастила у внутрішню обойму підшипника

Одним із найбільш навантажених елементів ГТД є радіально-упорний підшипник ротора високого тиску. Він працює при високих частотах обертання, зазнає впливу температурного градієнта, що впливає на величину радіального зазору в підшипнику і, отже, на його довговічність. Різниця температур виникає через різне охолодження зовнішньої та внутрішньої обойм підшипника.

Конструктивне мастилозабірне кільце представляє собою деталь циліндричної форми з центральним отвором, в якій в окружному напрямку виконані похилі пази 1, які закінчуються конічними канавками 2, що розкриваються до торця підшипника. вхідної ділянки каналу кільця 3, і кінетична енергія струменя перетворюється в статичний тиск потоку мастила в каналі. При такому способі підведення мастила воно повинне рухатися в напрямку, протилежному відцентровим силам. У зв'язку з цим найважливіше значення мають такі параметри: частота обертання ротора, швидкість витoku мастила з форсунки, кількість каналів та його геометрія [11].

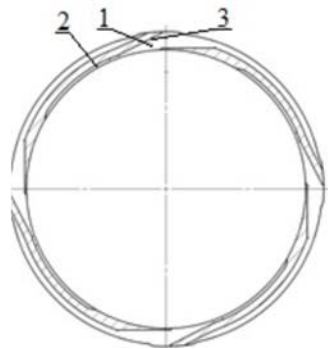


Рис. 3.2 Конструктивна схема мастилозабірного кільця

Даний спосіб подачі мастила дозволяє подавати мастило безпосередньо в зону контакту тіл кочення та бігової доріжки підшипника, не збільшуючи габарити опори. Він можливий до застосування не тільки на проєктованих, але і на існуючих двигунах, дозволяючи збільшувати ресурс одного з найбільш високонавантажених підшипників. Особливо актуальним є це рішення для конвертованих двигунів

завдяки досягненню необхідних показників надійності з максимальним збереженням матеріальної частини.

В результаті проведеного дослідження були виявлені закономірності впливу конструктивних та експлуатаційних параметрів конструкції підведення мастила через мастилозабірне кільце на його характеристики.

Визначено, що чотири захвати подають найбільшу кількість мастила в підшипник у заданих умовах роботи. При малій кількості захоплень більша частина мастила буде відкидатися, а при великому - мастило не встигатиме досягати поверхні на мастилозбірному кільці, з якого можливе забирання.

Методика оцінки впливу конструктивних, технологічних та експлуатаційних параметрів на прокачування мастила через підшипник з мастилозабірним кільцем заснована на рівнянні повного диференціалу для прокачування [11]:

$$dQ = \frac{\delta Q}{\delta k} \cdot dk + \frac{\delta Q}{\delta \varphi} \cdot d\varphi + \frac{\delta Q}{\delta \beta} \cdot d\beta + \frac{\delta Q}{\delta H} \cdot dH + \frac{\delta Q}{\delta P} \cdot dP + \frac{\delta Q}{\delta T} \cdot dT + \frac{\delta Q}{\delta d} \cdot dd$$

Було вирішено завдання виявлення коефіцієнта зниження прокачування мастила через підшипник при введенні в конструкцію мастилозабірного кільця. У процесі випробувань було виявлено, що температура зовнішнього кільця підшипника знизилася на 15°C [11].

З рівнянь для визначення температури мастила на виході з підшипника для конструкції з традиційним підведенням мастила t_1 і мастилозабірним кільцем t_2 визначено зміну підігріву мастила Δt [11].

3.3 Організація охолодження мастила в кожухотрубному газо-мастильному теплообмінному апараті

Теплообмінне обладнання, що забезпечує нагрів і охолодження технологічних потоків, є одним з основних елементів сучасних газотурбінних установок (ГТУ). Окремий теоретичний і практичний інтерес має вивчення питань

утилізації наявного тепла ГТУ, що дозволяє зменшити металоємність, знизити експлуатаційні витрати і підвищити техніко-економічні показники ГТУ [12]. Надійна робота багато у чому залежить від роботи системи мащення газотурбінного двигуна (ГТД), при роботі якого виділяється значна кількість тепла. Тепло, що виділяється, відводиться від підшипників кочення з допомогою мастила, яке у подальшому потребує охолодження. Охолодження мастила можна здійснити за допомогою блоків повітряного охолодження (БПО), або з використанням кожухотрубних теплообмінних апаратів (КТА). КТА, на відміну від БВО (у яких тепло, відібране від мастила, втрачається у повітрі), дозволяє утилізувати тепловий потенціал мастила для підігріву технологічних потоків робочих середовищ ГТУ.

Охолодження мастила може бути забезпечено одним з технологічних потоків в ГТУ, яким є паливний газ, котрий може бути використаним у якості робочого тіла в рекуперативних теплообмінниках. Остання умова ставить підвищені вимоги до безпечної роботи такого обладнання, зокрема виключення витоків і швидке реагування у випадку аварійної ситуації.

На ринку теплообмінного обладнання розроблені і представлені конструкції теплообмінних апаратів охолодження мастила за допомогою паливного газу у безпечному виконанні. Перевагою такого теплообмінного обладнання є їх висока безпека, обумовлена можливістю швидкого виявлення витoku у разі пошкодження, що дозволить запобігти змішуванню робочих середовищ і забезпечити цим безаварійну роботу [13].

3.4 Розрахунок кожухотрубного теплообмінного апарату

Параметри газу [14]:

$$G_{\Gamma} := 1.01656$$

масова витрата газу, кг/с

$$t_{\Gamma.ВХ} := 15$$

температура газу на вході в ТОА, °С

$$t_{\Gamma.ВИХ} := t_{\Gamma.ВХ} + 20 = 35$$

температура газу на виході з ТОА, °С

$t_{Г.сер} := \frac{t_{Г.ВХ} + t_{Г.ВИХ}}{2} = 25$	середня температура газу, °С
$\rho_{Г} := 0.806$	густина газу, кг/м ³
$C_{р.Г} := 2165$	ізобарна теплоємність газу, Дж/(кг*К)
$Pr_{Г} := 0.729$	число Прандтля для газу
$\lambda_{Г} := 0.037$	теплопровідність газу, Вт/(м*К)
$\nu_{Г} := 16.93$	кінематична в'язкість газу*10 ⁶ , м ² /с
$w_{Г} := 20$	швидкість течії газу, м/с

Параметри мастила [10]:

$t_{М.ВХ} := 100$	температура мастила на вході в ТОА
$t_{М.ВИХ} := t_{М.ВХ} - 40 = 60$	температура мастила на виході з ТОА
$t_{М.сер} := \frac{t_{М.ВХ} + t_{М.ВИХ}}{2} = 80$	середня температура мастила
$\rho_{М} := 843.5$	густина мастила, кг/м ³
$C_{р.М} := 2083$	питома теплоємність мастила, Дж/(кг*К)
$Pr_{М} := 70$	число Прандтля для мастила

3.4.1 Тепловий розрахунок

Розрахунок виконуємо згідно методики теплового розрахунку рекуперативних кожухотрубних ТОА [15].

У першому наближенні температура стінок:

$$t_{ст.сер} := \frac{t_{м.сер} + t_{г.сер}}{2} = 52.5 \quad \text{середня температура стінки, К}$$

$$Pr_{м.ст} := 264 \quad \text{число Прандтля мастила за температурою стінки}$$

$$Re_{м.d3} := \frac{w_M \cdot d_3}{\nu_M \cdot 10^{-6}} = 29740 \quad \text{число Рейнольдса для потоку мастила}$$

3.4.2 Гідравлічний розрахунок

Розрахунок виконуємо згідно методики гідравлічного розрахунку рекуперативних ТОА [15] та даними [16]:

Втрати тиску мастила:

$$\xi_M := \frac{0.3164}{Re_{м.d3}^{0.25}} = 0.024 \quad \text{коефіцієнт опору тертя}$$

$$\Delta P_{м.тер} := \xi_M \cdot \frac{1}{d_2} \cdot \frac{\rho_M \cdot w_M^2}{2} = 4581 \quad \text{втрати тиску на тертя, Па}$$

$$\Delta P_{м.місц} := [6 \cdot (2 \cdot 1.5) + 1] \cdot \frac{\rho_M \cdot w_M^2}{2} = 32053 \quad \text{втрати тиску на подолання місцевих опорів, Па}$$

3.5 Забезпечення зниження втрат мастила при роботі системи змащення

Для вирішення задачі зниження безповоротних втрат мастила, що виникла внаслідок посилення вимог до втрат мастила з 1 кг/год до 0,6 кг/год, запропоновано використання в системі змащення та суфлювання статичного мастиловідділювача типу «циклон».

Конструкція мастиловідділювача (рис. 3.7) складається з корпусу, вхідного тангенціального каналу, повітровідвідної труби і зливу мастила. Відцентрова сила відкидає до стінок важкі фракції тангенціально спрямованої в корпус

повітряномастильної суміші і мастило зливається під дією сили тяжіння. Повітря виходить через повітровідвідну трубу. При цьому мастилоуловлювач повинен забезпечувати максимальне відділення мастила за мінімального гідравлічного опору [17].

В результаті проведених розрахункових досліджень різних конструктивних варіантів, що відрізняються розмірами та формою вхідних та вихідних каналів, (таблиця 1), обрані раціональні параметри статичного мастилоуловлювача, що забезпечує ефективність його роботи у складі системи суфлювання.

Висновки за розділом

В розділі запропоновано удосконалення системи змащення з метою підвищення ефективності роботи системи. Виконано наступне.

1. Проаналізовано використання мастилозабірного кільця для покращення підведення мастила в зону тертя підшипника.
2. Розглянуто охолодження мастила за допомогою кожухотрубного теплообмінного апарату з використанням у якості холодного теплоносія паливного газу ГТУ.
3. Виконано тепловий і гідравлічний розрахунок кожухотрубного теплообмінного апарату.
4. Запропоновано використання мастиловідділювача статичної конструкції в системі суфлювання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Поршаков Б.П. Газотурбинные установки: Учебник для вузов. – М.: Недра, 1992. – 238 с.
2. Богданович, П.Н. Трение, смазка и износ в машинах / П.Н. Богданович, В.Я. Прушак, С.П. Богданович. – Минск: Тэхналогія, 2011. – 527 с.
3. ДСТУ ГОСТ 17216:2004.
4. L. Volianska, G. Nikitina Analysis of the influence of working fluid contamination on hydraulic system operation / Fourteenth International Scientific Conference "AVIA-2019", National Aviation University, April 20-22, 2021. – К.: НАУ, 2021. – P.3.28–3.32 <http://conference.nau.edu.ua/index.php/AVIA/AVIA2021/schedConf/>.
5. Бахметов З.А. Анализ способов очистки маслопроводов и установок очистки турбинных масел турбоагрегатов ТЭС/Надежность и безопасность энергетики. – 2008. – №3. – С.50-58.
6. Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей / Л.П. Лозицкий, А.Н.Ветров,С.М.,Дорошко и др.–М.:Воздушный транспорт.- 1992, - 536 с.
7. Теорія теплових двигунів. Підручник / Ю.М. Терещенко, Л.Г. Бойко, С.О. Дмитрієв та ін.; За ред. Ю.М. Терещенка. – К.: Вища шк., 2001. – 382 с.
8. Термодинамічний та газодинамічний розрахунки компресорів та газотурбінних установок: Методичні вказівки до курсового і дипломного проектування/Уклад.: Л.Д. Гай, В.О. Конєв, М.С. Кулик та ін.– К.: НАУ, 2007. - 80 с.
9. Газодинамический расчет элементов и эксплуатационных характеристик газотурбинных двигателей: Методическое пособие для выполнения курсовой работы. – К.: КИИГА, 1995, - 104 с.

10. Кламанн Д. Смазки и родственные продукты. Синтез. Свойства. Применение. Международные стандарты.: Пер. с англ. Под ред. Ю.С. Заславского. – М.: Химия, 1988. – 488с. ISBN 5-7245-0130-9.
11. Боев А. А. О подводе масла к подшипнику КВД двигателя НК-36СТ/Молодежь в авиации: новые решения и передовые технологии: Тезисы докладов VI Международная научно-техническая конференция авиамоторной отрасли – АО «Мотор Сич». - Запорожье, 2012. – С.12-13.
12. Константинов С.М. Теплообмін. – К.: ВПІ ВПК «Політехніка»: Інрес, 2005. – 304 с.
13. Бодунов Д.П. Безопасное решение теплообмена для систем предварительного подогрева топлива на тепловых и электрических станциях / Д. П. Бодунов – ООО «ГЕА Машинпэкс» // Газотурбинные технологии – 2013. – № 6. – С. 18–19.
14. ГСССД 195-01 Метан жидкий и газообразный. Термодинамические свойства при температурах 91...700 К и давлениях 1,0...100 МПа. Таблицы стандартных справочных данных: нормативный документ/Межгосударственный технический комитет по стандартизации. М.: ФГУП "Стандартинформ", 2008. – 31 с.
15. Тепломасообмін: Методичні рекомендації до виконання курсової роботи для студентів спеціальності 6.050604. – К.: НАУ, 2016. – 38с./Уклад.: Нікітіна Г.М. - К.: НАУ, 2016. – 38с.
16. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям – М., Машиностроение, 1992. – 672 с.
17. Боев А. А. Об эффективности применения статических сепараторов в системе суфлирования конвертированных двигателей//Авиадвигатели XXI века: материалы конф. – М.: ЦИАМ, 2010. – 1696с. – 1 электр.опт.диск (CD-ROM). С. 318-320.

