

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний авіаційний університет

**СИСТЕМИ
АВТОМАТИЧНОГО
КЕРУВАННЯ
ГАЗОТУРБІННИХ
УСТАНОВОК
І КОМПРЕСОРІВ**

Навчальний посібник



**VIVERE!
VINCERE!
CREARE!**

Київ 2010

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний авіаційний університет

СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО
КЕРУВАННЯ ГАЗОТУРБІННИХ
УСТАНОВОК І КОМПРЕСОРІВ

Навчальний посібник

Київ
Видавництво Національного авіаційного університету
«НАУ-друк»
2010

УДК 62-135 (075.8)
ББК з 363.3я7
С 409

Автори: *В. П. Березльов, І. І. Гвоздецький, К. І. Капітанчук,
М. О. Ковешніков, Е. П. Ясиніцький*

Рецензенти:

В. О. Лигін — канд. техн. наук, доц.
(Відкрите акціонерне товариство ВІНІПІ ТРАНСГАЗ)

С. В. Лозня — канд. техн. наук, доц.
(Товариство з обмеженою відповідальністю «КОТРИС»)

М. Г. Поварьонкін — канд. техн. наук, доц.
(Національний авіаційний університет)

*Затверджено методично-редакційною радою Національного
авіаційного університету (протокол № 2/09 від 12.12.2009 р.).*

**Системи автоматичного керування газотурбінних устано-
вок і компресорів** : навч. посібн. / В. П. Березльов, І. І. Гвоз-
децький, К. І. Капітанчук [та ін.]. — К. : Вид-во Нац. авіац. ун-ту
«НАУ-друк», 2010. — 164 с.

ISBN 978-966-598-633-1

Посібник укладено відповідно до навчальної програми дисципліни
«Системи автоматичного керування газотурбінних установок і компресо-
рів». Викладено принципи роботи систем автоматичного керування на
стаціонарних і перехідних режимах, а також загальні принципи автома-
тичного керування осьовими та відцентровими компресорами.

Для студентів спеціальності 8.090522 «Газотурбінні установки і
компресорні станції». Може бути корисним для спеціалістів, які працюють
у системі магістрального транспорту природного газу.

**УДК 62-135 (075.8)
ББК з 363.3я7**

ISBN 978-966-598-633-1

© Березльов В. П., Гвоздецький І. І.,
Капітанчук К. І. [та ін.], 2010
© НАУ, 2010

**СПИСОК СКОРОЧЕНЬ, УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА ІНДЕКСІВ,
прийнятих у навчальному посібнику
(їх еквіваленти у виданнях російською мовою)**

Скорочення

АС — автоматична система	(АС — автоматическая система)
ВЗ — виконавчий зв'язок	(ИС — исполнительная связь)
ВКД — важіль керування двигуном	(РУД — рычаг управления двигателем)
ВНА — вхідний напрямний апарат	(ВНА — входной направляющий апарат)
ГЗЗ — гнучкий зворотний зв'язок	(ГОС — гибкая обратная связь)
ГТД — газотурбінний двигун	(ГТД — газотурбинный двигатель)
ГТУ — газотурбінна установка	(ГТУ — газотурбинная установка)
ГПА — газоперекачувальний агрегат	(ГПА — газоперекачивающий агрегат)
ГД — голка дозатора	(ДИ — дозирующая игла)
ДГ — дозатор газу	(ДГ — дозатор газа)
ДК — дросельний кран	(ДК — дроссельный кран)
ЕП — елемент порівняння	(ЭС — элемент сравнения)
ЗК — закон керування	(ЗУ — закон управления)
ЗП — задавальний пристрій	(ЗУ — задающее устройство)
ЖЗЗ — жорсткий зворотний зв'язок	(ЖОС — жесткая обратная связь)
КВД — компресор високого тиску	(КВД — компрессор высокого давления)
КЗ — керувальний золотник	(УЗ — управляющий золотник)
ККД — коефіцієнт корисної дії	(КПД — коэффициент полезного действия)
КНТ — компресор низького тиску	(КНД — компрессор низкого давления)

КО — керувальний орган	(УО — управляющий орган)
КС — компресорна станція	(КС — компрессорная станция)
КП — керований параметр	(УП — управляемый параметр)
КПТ — клапан постійного тиску	(КПД — клапан постоянного давления)
КФ — керувальний фактор	(УП — управляющий фактор)
ППА — протипомпажний автомат	(ППА — противопомпажный автомат)
ПП — перехідний процес	(ПП — переходной процесс)
САК — система автоматичного керування	(САУ — система автоматического управления)
СК — система керування	(СУ — система управления)
ТВД — турбіна високого тиску	(ТВД — турбина высокого давления)
ТНТ — турбіна низького тиску	(ТНД — турбина низкого давления)
СМ — сервомеханізм	(СМ — сервомеханизм)
СП — стабілізувальний пристрій	(СУ — стабилизирующее устройство)
СТ — силова турбіна	(СТ — силовая турбина)
ЧЕ — чутливий елемент	(ЧЭ — чувствительный элемент)

Умовні позначення

T_h — температура навколишнього повітря	(T_h — температура окружающего воздуха)
T_r — температура газу перед турбіною	(T_r — температура газа перед турбиной)
p — тиск робочого тіла	(p — давление рабочего тела)
p_h — тиск навколишнього повітря	(p_h — давление окружающего воздуха)
p_m — тиск мастила	(p_m — давление масла)
p_k — тиск повітря за компресором	(p_k — давление воздуха за компрессором)
$p_{к.п.т}$ — тиск за клапаном постійного тиску	($p_{к.п.д}$ — давление за клапаном постоянного давления)
G_p — витрата палива	(G_r — расход топлива)
$G_{п.п}$ — потрібна витрата (потрібне подавання) палива	($G_{т.п}$ — потребный расход (подача) топлива)

$G_{п.н}$ — наявна витрата (наявне подавання) палива

$G_{пит}$ — питома витрата палива

$G_{п.д}$ — паливо дозоване

N_e — ефективна потужність

$N_{пит}$ — питома потужність

F_p — площа прохідного перерізу вихідного пристрою

$G_{пов}$ — витрата повітря

n — частота обертання ротора двигуна

$n_{в.т}$ — частота обертання ротора високого тиску

$n_{н.т}$ — частота обертання ротора низького тиску

$n_{с.т}$ — частота обертання ротора силової турбіни

n_v — вимірювальна частота обертання ротора

n_z — задане значення частоти обертання ротора

$n_{м.г}$ — частота обертання ротора на режимі малого газу

$n_{п.а.к}$ — частота обертання ротора на початку автоматичного керування

$\alpha_{з.п}$ — координата задавально-го пристрою

$\alpha_{в.к.д}$ — кутові положення вала керування двигуном

const — (від constanta) ознака постійності, незмінності параметра

var — ознака змінювання параметра

π_k^* — ступінь підвищення тиску повітря в компресорі

π_t^* — ступінь розширення газу в турбіні

t — час

$(G_{т.расп}$ — розполагаемый расход (подача) топлива)

$(G_{уд}$ — удельный расход топлива)

$(G_{т.д}$ — дозированная подача топлива)

$(N_z$ — эффективная мощность)

$(N_{уд}$ — удельная мощность)

$(F_c$ — площадь проходного сечения выходного устройства)

$(G_v$ — расход воздуха)

$(n$ — частота вращения ротора двигателя)

$(n_{в.д}$ — частота вращения ротора высокого давления)

$(n_{н.д}$ — частота вращения ротора низкого давления)

$(n_{с.т}$ — частота вращения ротора силовой турбины)

$(n_{изм}$ — измеряемая частота вращения ротора)

$(n_z$ — заданное значение частоты вращения ротора)

$(n_{м.г}$ — частота вращения ротора на режиме малого газа)

$(n_{п.а.к}$ — частота вращения ротора вначале автоматического управления)

$(\alpha_{з.у}$ — координата задающего устройства)

$(\alpha_{р.у.д}$ — угол установки рычага управления двигателем)

(const — признак постоянства, неизменности параметра)

(var — признак изменения параметра)

$(\pi_k^*$ — степень повышения давления воздуха в компрессоре)

$(\pi_t^*$ — степень расширения газа в турбине)

$(t$ — время)

Індекси

max — нижній індекс, що вказує на належність параметра до максимального режиму роботи двигуна

пр — нижній індекс, що вказує на належність параметра до приведених параметрів

обм — нижній індекс, що вказує на належність параметра до режиму обмеження

(max — нижний индекс, указывающий на принадлежность параметра к максимальному режиму работы двигателя)

(пр — нижний индекс, указывающий на принадлежность параметра к числу приведенных параметров)

(огр — нижний индекс, указывающий на принадлежность значения параметра к ограничиваемому режиму)



ВСТУП

Газотранспортна система (ГТС) України є другою в Європі та однією з найбільших у світі. Її загальна довжина становить 37,6 тис. км, а довжина магістральних газопроводів у її складі — 22,2 тис. км. Річна пропускна спроможність ГТС становить 290 млрд м³. До складу ГТС входять 81 компресорна станція з 765-ма газоперекачувальними агрегатами загальною потужністю 5,6 млн кВт.

Сьогодні на компресорних станціях (КС) України як механічний привод використовують газові турбіни стаціонарного типу, конвертовані авіаційні й судові газотурбінні двигуни, а також електроприводи та двигуни внутрішнього згоряння (дизелі). Газотурбінний привод кількістю 455 од. загальною потужністю 4,6 млн кВт є домінуючим, його потужність становить більше 82 % від загальної потужності силових агрегатів, установлених на ГТС України. Газотурбінний привод включає промислові газові турбіни (267 од.), конвертовані авіаційні (98 од.) та судові газотурбінні двигуни (90 од.). Ці агрегати є основними енергетичними установками в системах далекого транспортування газу. Успіхи, досягнуті в галузі використання газотурбінних установок у газовій промисловості, обумовили необхідність повноцінного вирішення завдань їх широкої автоматизації на сучасному рівні.

Упровадження автоматизації значно підвищує експлуатаційні показники газотранспортного обладнання, зменшує чисельність обслуговувального персоналу та призводить до зниження витрат, пов'язаних із транспортуванням газу. Тому газотурбінні установки (ГТУ) обладнують необхідними для експлуатації системами автоматизованого керування та захисними пристроями. При цьому широка автоматизація ГТУ, спрямована як на розроблення та створення новітніх технічних засобів автоматизації, так і спрямована на розроблення та створення комплексних систем автоматичного керування (САК), які забезпечують дистанційне керування усім технічним обладнанням КС з головного щита керування.

Варто зазначити, що сучасні засоби автоматизації ГТУ відрізняються високим рівнем технічної складності, тому надійна експлуатація ГТУ й усього технологічного обладнання компресорних станцій великою мірою залежить від рівня підготовки персоналу КС.

Однак сьогодні, незважаючи на існування проблеми підготовки професійних інженерних кадрів у галузі автоматизації ГТУ, публікацій з даного питання недостатньо.

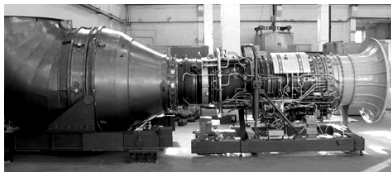
Цей навчальний посібник призначено для вивчення дисципліни «Системи автоматичного керування газотурбінних установок і компресорів», яка належить до спеціальних інженерних дисциплін у системі підготовки інженерів-механіків спеціальності «Газотурбінні установок і компресорні станції». Опанування цієї дисципліни разом з іншими спеціальними дисциплінами дає можливість сформувати цілісний інженерний світогляд майбутнього спеціаліста з експлуатації ГТУ і КС.

У навчальному посібнику в доступній формі розглянуто теоретичні питання, пов'язані з роботою САК ГТУ. Викладення теоретичних питань тісно пов'язане з робочими процесами, які відбуваються в ГТУ. Розглянуті основні принципи керування частотою обертання роторів ГТУ і робота регуляторів постійного подавання палива. Велику увагу приділено питанням обмеження граничних значень параметрів, автоматизації процесів прийманості та запуску, а також САК осьовими та відцентровими компресорами.

Наведені дані про САК на прикладі конкретної ГТУ, її складу та принципу роботи автоматичних пристроїв дають можливість студентам комплексно засвоїти викладений у посібнику матеріал. Розглянуто також особливості електронних систем керування, які застосовують у комплексних системах керування ГТУ і компресорних станціях сьогодні, що забезпечує значне розширення можливостей у керуванні газотурбінними агрегатами й усім технологічним обладнанням, яке забезпечує транспортування природного газу.

Розкриваючи деякі теми, автори посібника з метою більшого навчального ефекту в міру необхідності давали посилання на системи керування газотурбінних двигунів (ГТД), які працюють на рідкому паливі.





1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК



1.1. Призначення систем автоматичного керування газотурбінних установок

Уся історія розвитку ГТУ, що використовують на газоперекачувальних компресорних станціях як привод нагнітачів природного газу, пов'язана з безперервним удосконаленням їх у напрямі підвищення надійності, ресурсу й паливної ефективності. При цьому такі параметри, як надійність і паливна ефективність залежать від питомої витрати палива, питомої потужності та їх експлуатаційних характеристик.

Забезпечення необхідних експлуатаційних характеристик ГТУ пов'язане з використанням певного способу управління робочим процесом установки. Втручання в перебіг робочого процесу ГТУ дає можливість установити такий режим роботи, який буде найвигіднішим з погляду технічних вимог.

Під режимом роботи ГТУ мають на увазі певну сукупність параметрів робочого процесу двигуна й зовнішніх умов, за яких він працює. До зовнішніх умов належать температура й тиск атмосферного повітря (p_h^* , T_h^*). Залежно від сукупності параметрів робочого процесу й зовнішніх умов потужність ГТУ, питома витрата палива, механічні навантаження і температура деталей також матимуть визначену величину.

Для підтримання за певних зовнішніх умов потрібного режиму роботи і зміни його в бажаному напрямі в конструкції двигуна передбачається САК, яка має спеціальні керувальні пристрої, за допомогою яких можна впливати на параметри робочого процесу, тобто керувати двигуном.



1.2. Завдання, які вирішує система автоматичного керування

До основних завдань, які вирішуються САК ГТУ, належать такі:

1. Запуск ГТУ за різних умов експлуатації (у різні пори року).

2. Зміна і підтримання режимів роботи ГТУ відповідно до вибраних законів керування.

3. Забезпечення прийнятних розгінних характеристик ГТУ за прийнятності.

4. Забезпечення стійкої роботи окремих вузлів ГТУ (осьового компресора, камери згоряння, турбіни та ін.).

5. Обмеження граничних значень параметрів робочого процесу ГТУ з метою захисту вузлів і деталей від перевантажень.

6. Забезпечення різноманітних блокувань, які гарантують надійність і безвідмовність роботи газоперекачувального агрегата.



1.3. Загальнотехнічні вимоги, які ставлять до автоматичних систем газотурбінних установок, і шляхи їх реалізації

1. Система автоматичного керування повинна мати високу статичну точність керування параметрами.

Статична точність $\Delta n_{\text{ст}}$ системи автоматичного керування відповідає сталій величині відхилення керованого параметра, яке виникає від заданого значення після завершення процесу керування, що є наслідком збурювальної дії зовнішніх умов чи переналагодження регулятора системи автоматичного керування ГТУ.

На рис. 1.1 наведено приклад, який пояснює фізичне значення статичної точності керування частотою обертання ГТУ.

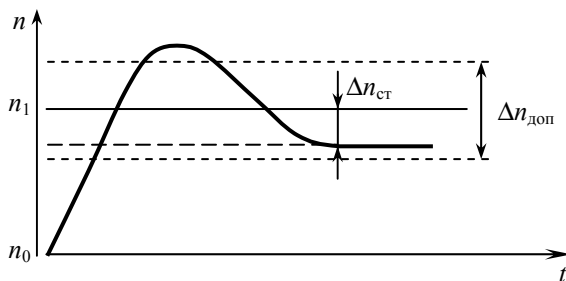


Рис. 1.1. Прояв статичного відхилення керованого параметра:

$\Delta n_{\text{ст}}$ — статичне відхилення керованого параметра;

$\Delta n_{\text{доп}}$ — допустиме відхилення керованого параметра;

n_0 — початкова частота обертання;

n_1 — частота обертання, яка повинна бути після зміни режиму

Статична точність оцінюється величиною статичної похибки керованого параметра, яка не повинна перевищувати допустимого значення:

- при керуванні частотою обертання

$$\overline{\Delta n_{\text{ст}}} = \frac{\Delta n_{\text{ст}}}{n_{\text{max}}} \cdot 100 = \pm (0,2 - 0,5) \% ;$$

- при керуванні температурою газів

$$\overline{\Delta T_{\text{ст}}} = \frac{\Delta T_{\text{ст}}}{T_{\text{max}}} \cdot 100 = \pm (0,5 - 1,0) \%.$$

2. Система автоматичного керування повинна мати малі динамічні похибки, тобто має швидко усувати відхилення, що виникають від заданого режиму.

3. Система автоматичного керування повинна виключати можливість пошкодження ГТУ через перевищення допустимих напружень на її деталі, які виникають унаслідок високих швидкостей обертання ротора, високих тисків газу або рідин, а також нерівномірного розподілу температури. Виконання цієї вимоги забезпечується через:

- вибір закону керування, при якому керовані параметри за будь-яких експлуатаційних режимів роботи не досягають небезпечних значень;

- обмеження некерованих параметрів за допомогою спеціальних автоматичних пристроїв — обмежувачів.

4. Система автоматичного керування ГТУ повинна виключати нестійку роботу як окремих вузлів ГТУ (осьового компресора, камери згоряння, турбіни та ін.), так і всього двигуна в цілому на всіх експлуатаційних режимах роботи. Виконання цієї вимоги забезпечується:

- вибором закону керування, при якому запас стійкості вузлів ГТУ не знижується нижче мінімально допустимого значення;

- активним втручанням у перебіг робочого процесу ГТУ при нестійкій роботі (наприклад, перепуск повітря протипомпажними пристроями).

5. Система автоматичного керування повинна забезпечувати максимальне спрощення функцій персоналу з керування ГТУ.

Для вирішення цього завдання необхідно виконати такі умови:

- керування всіма автоматичними пристроями, які входять до системи автоматичного керування, має виконуватись за допомогою єдиного задавача режимів (ручного чи автоматичного);

- кожному положенню задавача регулятора повинен відповідати визначений режим роботи ГТУ.

6. Система автоматичного керування має забезпечувати надійний запуск ГТУ в достатньо широкому діапазоні зовнішніх умов.



1.4. Експлуатаційні вимоги до систем автоматичного керування

Системи автоматичного керування ГТУ КС повинні задовольняти такі вимоги:

- висока надійність в експлуатації і необхідний ресурс автоматичних пристроїв, який збігається з ресурсом двигуна;
- здатність функціонувати в умовах високих і низьких температур зовнішнього середовища (від -60 до $+50^{\circ}\text{C}$);
- ремонтпридатність;
- контролепридатність, можливість дублювання автоматичних пристроїв у процесі роботи;
- простота конструкції, мала маса і габарити;
- простота технічного обслуговування та налагодження.

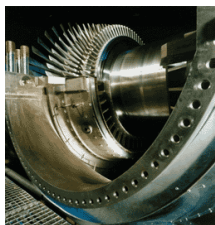


Література: [3].



Запитання і завдання для самоперевірки

1. Дайте визначення поняття «режим роботи ГТУ».
2. Назвіть завдання, які вирішує САК ГТУ.
3. Назвіть загальнотехнічні вимоги, які ставлять до САК ГТУ.
4. Дайте визначення поняття «статична точність керування параметрами».
5. Назвіть експлуатаційні вимоги до САК ГТУ.



2. КЛАСИФІКАЦІЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК ТА ОСНОВНІ ЕТАПИ ЇХ РОЗРОБЛЕННЯ



2.1. Класифікація систем автоматичного керування газотурбінними установками

Системи автоматичного керування ГТУ розрізняються: за призначенням, за принципом дії, за структурою та за родом допоміжної енергії.

За призначенням САК розрізняють залежно від об'єкта керування. Наприклад: САК компресора, САК нагнітача газу, САК системи змащування. Також залежно від назви керованої величини (САК частоти обертання ротора, САК температури газів) або від назви керувального фактора (САК подавання палива та ін.).

За принципом дії САК ділять на:

1. Системи, які працюють за відхиленням керованого параметра (рис. 2.1).

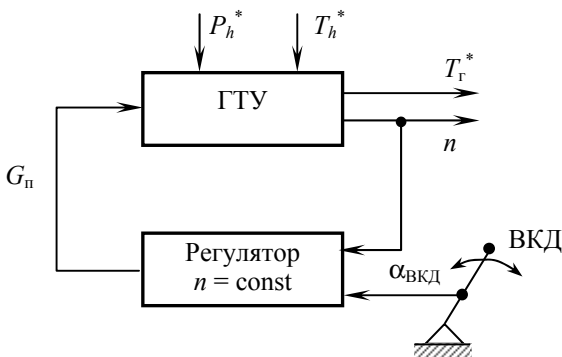


Рис. 2.1. Схема САК, яка працює за відхиленням керованого параметра

Перевага даної системи полягає в тому, що вона забезпечує високу точність підтримки керованого параметра. Це пов'язано з тим, що система має зворотний зв'язок між регулятором і керованим параметром. У разі зміни зовнішніх умов або навантаження на ротор така система керування працюватиме доти, доки керований параметр не досягне заданого значення.

Недолік системи полягає в тому, що складно технічно забезпечити потрібні динамічні властивості системи керування, а саме регулятора. Ця обставина пояснюється тим, що в процесі роботи двигуна при зміні параметрів навколишнього середовища (p_h^* , T_h^*) спочатку виникає відхилення керованого параметра, і лише потім система керування усуває відхилення, яке виникло.

2. Системи, які працюють за принципом компенсації збурювальних факторів — p_h^* , T_h^* (рис. 2.2).

Система керування за компенсацією збурювальних факторів має у своєму складі автоматичний коректор, який заміряє параметри потоку повітря на вході у двигун і в разі їх зміни видає сигнал на переналаштування регулятора, який змінює подавання палива таким чином, щоб установлений режим роботи двигуна залишався незмінним.

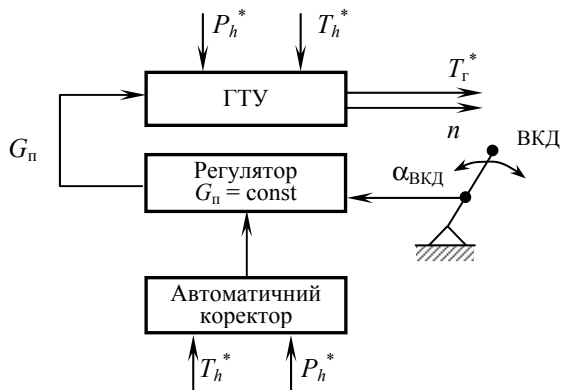


Рис. 2.2. Схема системи автоматичного керування, яка працює за компенсацією збурювальних факторів — p_h^* , T_h^*

Перевага такого типу САК полягає в тому, що вона забезпечує хороші динамічні властивості під час керування.

Ця обставина пояснюється тим, що зміна зовнішніх умов впливає як на параметри двигуна, так і на автоматичний коректор. У разі зміни зовнішніх умов коректор впливатиме на налаштування регулятора G_n , який змінює подавання палива так, щоб частота обертання двигуна залишалася постійною.

Недоліком системи автоматичного керування такого типу є відносно низька точність керування та підтримки керованого параметра. Ця обставина пов'язана з тим, що розглянута система керування не має зворотного зв'язку між частотою обертання двигуна і

регулятором G_n . Крім того, система не враховує зміну технічного стану двигуна й автоматичних пристроїв у процесі їх експлуатації.

3. Комбіновані системи керування (рис. 2.3).

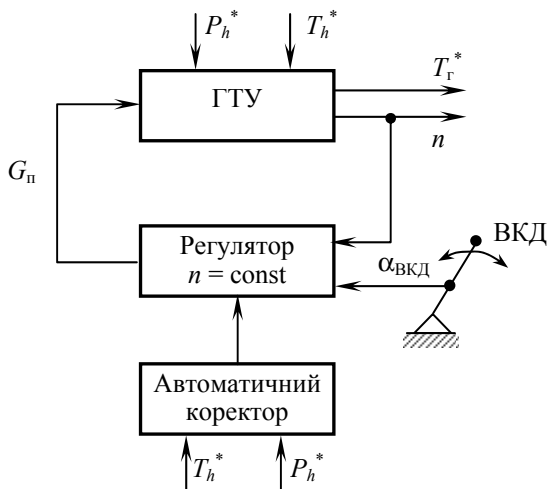


Рис. 2.3. Схема системи автоматичного керування, яка працює за комбінованим принципом

Така система керування забезпечує високу точність керування й хороші динамічні властивості. Це пояснюється тим, що комбінована система має переваги САК за відхиленням керованого параметра, а також переваги САК, що працює за компенсацією збурювальних факторів.

Особливість роботи такої системи полягає в тому, що автоматичний коректор, який входить до складу системи керування, у разі зміни зовнішніх умов запобігає значним відхиленням керованого параметра від заданого значення. Недолік такої системи полягає у складності конструкції.

За структурою системи автоматичного керування поділяють на замкнені і розімкнені. У замкнених САК існує зворотний зв'язок між керованим параметром і регулятором.

Прикладом замкненої САК може бути система керування за відхиленням параметра. У розімкнених САК такий зв'язок відсутній. Прикладом розімкнених САК може бути система керування за принципом компенсації збурювальних факторів.

У системах з використанням комбінованого принципу керування між керованим параметром і регулятором існує замкнена струк-

тура, між автоматичним коректором та регулятором — розімкнена, тобто використовуються обидві структури.

За родом робочого тіла системи автоматичного керування ГТУ ділять на гідромеханічні системи (робочим тілом у цьому випадку є масло чи інші рідини), електричні та пневматичні (струменеві).

Гідромеханічні системи керування. У наш час у системах автоматичного керування ГТУ застосовують переважно гідромеханічні системи керування завдяки тому, що під час виконання ряду певних завдань автоматичного керування вони можуть бути простими і надійними. Наприклад, можуть забезпечити достатньо високу статичну точність керування:

$$\overline{\Delta n_{\text{ст}}} = \pm(0,3 - 0,5)\%; \quad \Delta T_{\text{г}}^* = \pm 5^\circ \text{C}.$$

Проте сучасні вимоги, які ставлять до САК ГТУ, вже перевищують можливості гідромеханічних систем.

Ці вимоги не можуть бути виконані через такі недоліки:

- гідромеханічні системи погано пристосовані до об'єднання в єдину електричну систему керування газоперекачувальної компресорної станції;
- практично неможливе дублювання й резервування автоматичних пристроїв системи керування, що відбивається на надійності системи;
- складно здійснювати контроль технічного стану автоматичних пристроїв, які входять до САК, і їх обслуговування.

З огляду на вказані недоліки гідромеханічні системи поступаються електричним.

Електричні системи керування. Електричні системи керування дедалі більше застосовують на ряді серійних ГТУ (наприклад, Д-336, ДН-80, ДН-71, НК-16СТ та ін.). Значні перспективи застосування пов'язані з розширенням функцій САК і рядом переваг, зокрема:

- дають змогу реалізувати програму з керування будь-якої складності, що не під силу гідромеханічним системам;
- дають можливість широкого дублювання й резервування автоматичних пристроїв та елементів системи керування;
- можуть забезпечити високу статичну точність керування:

$$\overline{\Delta n_{\text{ст}}} = \pm 0,2\%; \quad \Delta T_{\text{г}}^* = \pm 3 - 5^\circ \text{C};$$

- полегшують контроль — можна проводити безперервний контроль технічного стану автоматичних пристроїв з перемиканням на резервну систему;
- краще піддаються розрахунку і моделюванню;

- легше забезпечують стандартизацію й уніфікацію вузлів та елементів.

Проте на шляху використання електричних систем виникають певні труднощі, пов'язані з недоліками цих систем. До недоліків електричних систем керування можна віднести:

- складність створення надійних датчиків первинних сигналів, які перетворюють зміну первинних параметрів на електричні сигнали;
- необхідність суворої стабілізації джерел живлення (потрібна постійна частота струму);
- недостатня надійність в умовах роботи ГТУ (високі й низькі температури зовнішнього повітря, вібрація тощо).

Останній недолік усувається завдяки розміщенню апаратури не на двигунах, а в окремих шафах або у відсіках зі штучним кліматом, а також виготовленням апаратури на твердих інтегральних схемах.

Пневматичні системи керування. Маючи приблизно ті ж властивості, що й електричні системи, пневматичні системи є більш конкурентоспроможними. Крім того, в ряді випадків вони мають переваги над електричними системами:

- датчики перетворення первинних сигналів менш складні;
- надійніші у важких умовах експлуатації ГТУ.

Однак і пневматичні системи керування мають власні недоліки:

- схильність до засмічення піском або пилом;
- утворення конденсату в системі та його замерзання й інші недоліки.

Порівняльне оцінювання САК, яке використовують зараз на серійних ГТУ, показує, що гідромеханічні системи, незважаючи на свою експлуатаційну надійність і простоту, мають обмежені можливості у зв'язку з ускладненням завдань, які ставлять перед САК. З огляду на це, вони поступово здають свої позиції на користь комбінованих електрогідропневматичних або електрогідромеханічних систем.



2.2. Основні етапи розроблення системи автоматичного керування газотурбінними установками

Розроблення САК зазвичай починається з розроблення газогенератора і здійснюється в кілька етапів.

На *першому* етапі розроблення автоматичної системи керування починається з вивчення й аналізу експлуатаційних характеристик газогенератора. На цьому етапі вибирають керовані параметри і керовальні фактори. Вибирається закон керування на максималь-

ному і дросельних режимах. Одночасно з'ясовується необхідність обмеження некерованих параметрів, виявляється можливість настання нестійкої роботи. Визначаються основи автоматизації процесів запуску, розгону та ін. Розробляється структурна схема системи керування.

Другий етап розроблення системи автоматичного керування полягає в проведенні розрахунків, визначенні конструктивних елементів системи. Розробляється принципова схема САК й автоматичних пристроїв. Визначаються динамічні параметри автоматичних пристроїв і роторів газогенератора.

Третій етап полягає в проектуванні й виготовленні автоматичних пристроїв й елементів системи керування.

На четвертому етапі проводяться стендові лабораторні випробування виготовленої апаратури й усієї системи в цілому, виявляється відповідність запроектованих параметрів системи фактичним.

Отримані дані випробувань використовуються для остаточного доопрацювання газогенератора і пристроїв САК. Використання стандартних і уніфікованих вузлів і агрегатів дає можливість значно знизити вартість виготовлення автоматичних пристроїв, підвищує експлуатаційну, ремонтну технологічність і надійність САК у цілому. Особливе значення при цьому має створення модульної конструкції автоматичних пристроїв, яка допомагає різко знизити експлуатаційні витрати й підвищити взаємозамінність.

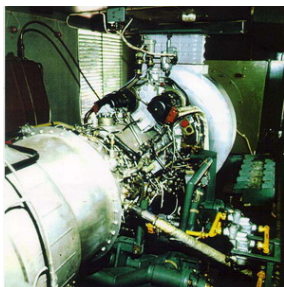


Література: [1]; [3].



Запитання і завдання для самоперевірки

1. Назвіть, за якими ознаками розрізняють САК ГТУ.
2. Накресліть і поясніть схему керування, яка працює за відхиленням керованого параметра.
3. Накресліть і поясніть схему керування, яка працює за компенсацією збурювальних факторів (p^*_h , T^*_h).
4. Накресліть і поясніть схему керування, яка працює за комбінованим принципом.
5. Назвіть особливості гідромеханічних, електричних та пневматичних систем керування.
6. Дайте характеристику основним етапам розроблення САК ГТУ.



3. ГАЗОТУРБІННА УСТАНОВКА ЯК ОБ'ЄКТ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ

Під час розгляду ГТД (ГТУ) як об'єкта автоматичного керування необхідно розглянути її керовані параметри, керувальні фактори, керувальні органи і закони керування.



3.1. Керовані параметри, керувальні фактори і керувальні органи газотурбінних установок

Керовані параметри. Кожен режим роботи двигуна характеризується певним співвідношенням частоти обертання ротора, ступеня підвищення тиску повітря в компресорі π_k^* , температури газу перед турбіною T_g^* , ККД компресора η_k і турбіни η_t , кількістю повітря, що потрапляє в двигун та інших параметрів, що дають змогу отримати задану величину потужності й мінімальну витрату палива за найменших динамічних і теплових навантажень на деталі двигуна. Найвигідніше співвідношення цих параметрів можна забезпечити за допомогою одночасного керування як можна більшою кількістю параметрів, що визначають режим роботи двигуна.

Параметри, значення яких підтримуються постійними або змінюються за попередньо заданим законом зі зміною зовнішніх умов чи режиму роботи двигуна, називають керованими параметрами.

Однозначне керування великою кількістю параметрів пов'язане зі значним ускладненням конструкції двигуна і його САК, а також зі зниженням експлуатаційної надійності двигуна. Тому на практиці намагаються звести кількість керованих параметрів до мінімуму. Вибір керованого параметра здійснюється з урахуванням певних вимог.

Керований параметр повинен:

- найбільш повно й однозначно характеризувати режим роботи ГТУ, її потужність та економічність;
- якнайповніше характеризувати динамічну і теплову навантаженість елементів ГТУ;

- легко вимірюватись простими й надійними датчиками з високою статичною точністю і малою інерційністю;

- якнайповніше характеризувати ступінь дроселювання ГТУ.

Найкраще цим вимогам відповідають такі параметри ГТУ, як частота обертання ротора ГТУ, температура газу перед турбіною і ступінь підвищення тиску в компресорі.

За певних зовнішніх умов і постійної площі критичного перерізу вихідного пристрою частота обертання ротора n однозначно визначає величину потужності двигуна. Залежність потужності від частоти обертання ротора настільки значна, що навіть незначне зниження n порівняно з $n_{\max}$, наприклад на 1 %, викликає зменшення потужності на 5...7 %.

При цьому частота обертання ротора двигуна досить повно визначає навантаженість деталей двигуна: при незмінній температурі газу перед турбіною збільшення частоти обертання на 1 % від $n_{\max}$ зумовлює зниження запасу міцності робочих лопаток турбіни на 4...5 %. Використання частоти обертання ротора ГТУ як керованого параметра доцільне також через простоту її вимірювання точними і малоінерційними чутливими елементами, що реагують навіть на незначну зміну n . Усе це зумовлює необхідність високої точності керування цим параметром (у межах 0,3...0,5 %).

Температура газу перед турбіною T_g^* значною мірою впливає на потужність двигуна і на його надійність. Збільшення температури T_g^* призводить не лише до збільшення тяги, підвищення економічності, а й до значного зниження межі довгострокової міцності матеріалу деталей гарячої частини двигуна. Так, під час роботи двигуна у максимальному режимі підвищення температури T_g^* на 1 % викликає зниження запасу міцності турбінних лопаток до 15 %, а з іншого боку зниження температури T_g^* на 1 % призводить до зниження потужності двигуна на 6 %.

Використання температури T_g^* як керованого параметра в САК сучасних ГТУ (ГТД) обмежене труднощами, що пов'язані з вимірюванням температури T_g^* і нерівномірністю температурного поля перед турбіною, відсутністю малоінерційних вимірювачів та високою потрібною точністю підтримання T_g^* ($\Delta T_g^* = \pm 0,5$ %).

Ступінь підвищення повітря в компресорі π_k^* найбільш повно визначає запас газодинамічної стійкості компресора, порівняно просто вимірюється, добре трансформується за допомогою гідропневмоперетворювачів, особливо за допомогою струменевих пневмопідсилювачів. Водночас цей параметр найменше впливає на потужність двигуна, що дає змогу вимірювати ступінь підвищення тиску з похибкою до 10 %.

Наведений аналіз показує, що з розглянутих параметрів робочого процесу ГТУ найкраще відповідає поставленим вимогам частота обертання двигуна. Тому в САК ГТУ найбільше використання отримала частота обертання одного з роторів ГТУ.

Керувальні фактори. Вплив на величину керувальних параметрів здійснюється за допомогою керувальних факторів. Керувальним фактором називається фізична величина, яка характеризує підведення енергії до ГТУ чи її перерозподіл між окремими вузлами двигуна.

Зазвичай підведення енергії до ГТУ визначають кількістю палива, що подається, а розподіл енергії всередині двигуна забезпечують зміною площ прохідних перерізів його проточної частини за допомогою керованих направляючих та соплових апаратів.

Найефективнішу дію на частоту обертання і температуру T_r^* спричинює зміна витрати палива в двигуні G_p . Тому G_p використовують як основний керувальний фактор ГТУ.

Поряд з регулюванням основних керованих параметрів у ряді випадків виникає необхідність у контролі за додатковими параметрами для забезпечення стійкості роботи окремих вузлів і двигуна у цілому. Так, наприклад, для забезпечення достатніх запасів газодинамічної стійкості компресора в усіх експлуатаційних умовах, а також на перехідних режимах застосовують додаткові КФ — кути установлення напрямних лопаток НА, вхідних напрямних лопаток ВНА або площу прохідного отвору пристроїв перепускання повітря тощо.

Керувальні органи. Керувальним органом у системі автоматичного керування називається пристрій, який здійснює безпосередній вплив на величину керувального фактора.

У ГТУ, які працюють на рідинному паливі, для подавання палива застосовують об'ємні роторні помпи з керованим (плунжерним) і некерованим (шестерінчастим) подаванням, а також відцентрові помпи.

Помпи, привід яких здійснюється безпосередньо від ротора двигуна, називають приводними. Під час використання в паливній системі помпи з керованим подаванням, зміна подавання палива в двигун здійснюється зміною подавання плунжерної помпи, керувальним органом (КО) якої є похила шайба (рис. 3.1). Зміна кута установлення похилої шайби призводить до зміни ходу плунжерів, зміни об'єму палива, що періодично виштовхується кожним плунжером, а значить — до зміни подавання палива до двигуна.

У цьому випадку подавання палива до двигуна, яке зазвичай називають наявним подаванням палива $G_{п.н.}$, залежить від частоти обертання ротора двигуна, а також від кута встановлення похилої шайби. Це положення похилої шайби на рис. 3.1 позначено координатою m .

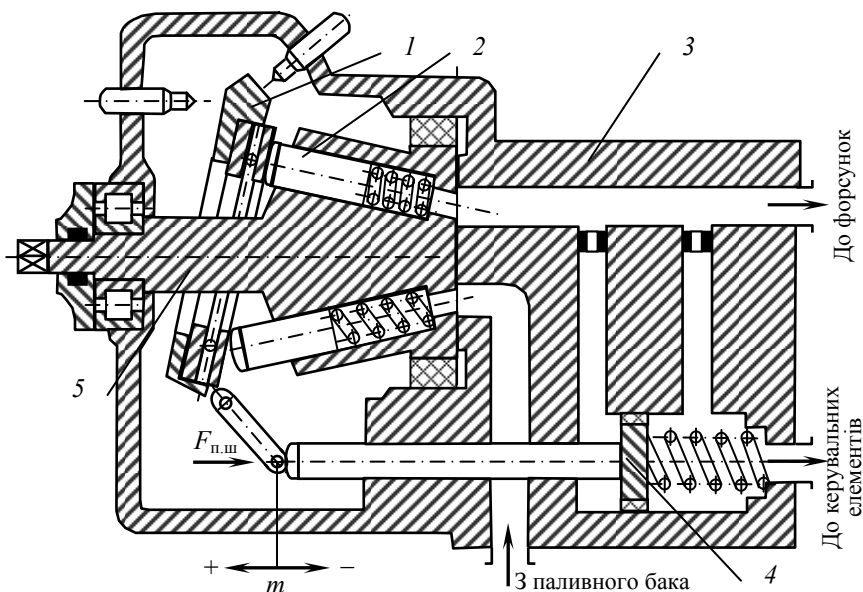


Рис. 3.1. Плунжерна паливна помпа регульованої подачі:

1 — похила шайба (керувальний орган); 2 — плунжер;
3 — корпус насоса; 4 — сервомеханізм; 5 — ротор помпи

До недоліків плунжерних pomp відносять наявність великого незрівноваженого моменту сил, що передається на похилу шайбу від плунжерів, зумовлених силою тиску палива й відцентровими силами плунжерів. Цей момент, який намагається зменшити кут нахилу шайби, створює зусилля на похилій шайбі $F_{п.ш}$, що передається на сервопривод і врівноважується зусиллям, створюваним сервоприводом.

Зміну подавання палива в САК з шестерінчастими насосами, що є насосами з некерованим подаванням, здійснюється зміною кількості палива, що перепускається на вхід у насос із магістралі високого тиску.

Керувальним органом шестерінчастої помпи є клапан перепускання палива 4 (рис. 3.2).

У розглянутій схемі наявне подавання палива залежить від положення клапана перепускання 4. У свою чергу, керування клапаном перепускання здійснюється за допомогою дросельного крана, котрим установлюється потрібний режим роботи ГТУ.

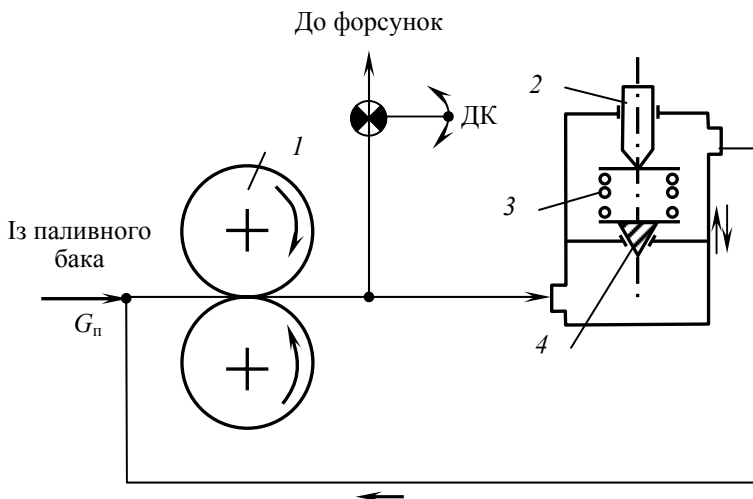


Рис. 3.2. Схема шестерінчастої помпи з керувальним органом:
 1 — шестерінчаста помпа; 2 — регулювальний гвинт; 3 — пружина;
 4 — клапан перепускання (керувальний орган); ДК — дросельний кран

У системах автоматичного керування ГТУ, які працюють на газоподібному паливі, як керувальний орган, як правило, використовують регулювальний клапан (рис. 3.3) або клапан дозатора газу.

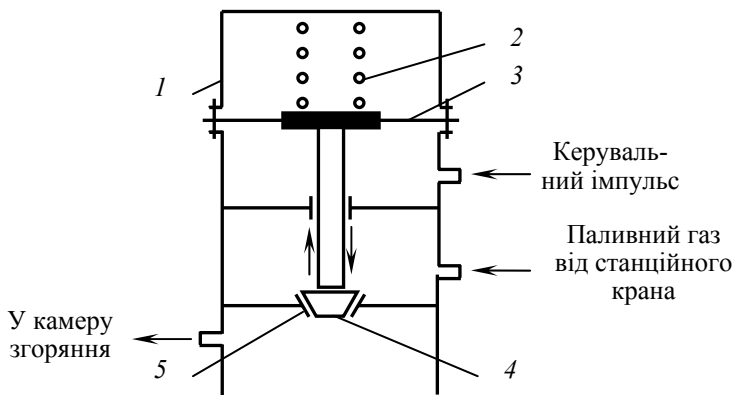


Рис. 3.3. Схема регулювального клапана:
 1 — корпус; 2 — пружина; 3 — мембрана;
 4 — регулювальний клапан (керувальний орган); 5 — сидло клапана

У даному випадку зміна подавання палива в камеру згоряння відбувається завдяки переміщенню КО, яку здійснює регулятор частоти обертання, змінюючи величину керувального імпульсу.



3.2. Закони керування газотурбінними установками

Загальні відомості

Умови роботи ГТД (ГТУ) характеризуються температурою T_h^* і тиском p_h навколишнього повітря, тобто зовнішніми факторами. Для того, щоб у разі зміни зовнішніх умов вихідні параметри двигуна (потужність і витрата палива) мали задане значення, необхідно керовані параметри двигуна змінювати за визначеним законом. У загальному випадку, законом керування ГТД називають закономірність зміни керованого параметра залежно від зовнішніх умов і ступеня дроселювання двигуна, який забезпечує задане проходження експлуатаційних характеристик за допустимих механічних і температурних навантажень на його деталі.

Транспортування природного газу здійснюється за певних режимів роботи ГТУ. До значень вихідних параметрів двигуна на кожному режимі висуваються певні вимоги. Згідно з цим, розробляючи САК двигуна, передбачають кілька законів керування, що відповідають різним режимам його роботи: закон керування ГТУ на максимальному режимі, при дроселюванні, у процесі прийманості, на малому газі. Найважливішими і найскладнішими є закони керування ГТУ на максимальному режимі й при дроселюванні.

Важливість закону керування двигуном на максимальному режимі зумовлена тим, що потужність на цьому режимі має досягти найбільшого значення, теплове й силове навантаження основних деталей двигуна гранично високі, а коефіцієнт запасів міцності знижується до мінімальних значень.

Важливість закону керування двигуном при дроселюванні зумовлена тим, що на дросельних режимах двигуни відпрацьовують близько 95 % ресурсу і тому правильність витримування питомої витрати палива $G_{\text{пит}}$ на цих режимах значною мірою визначає паливну ефективність ГТУ.

3.2.1. Закони керування газотурбінними установками з однороторним турбокомпресором

Вибір найоптимальнішого закону керування на максимальному режимі ГТУ, що має в своєму складі однороторний турбокомпресор для безпосереднього приводу нагнітача природного газу, здійс-

нюється відповідно до вимог отримання найбільшої потужності за заданих зовнішніх умов при збереженні достатньої міцності його деталей і вузлів, а також стійкої роботи агрегатів двигуна.

Аналіз формули потужності однороторної ГТУ з використанням питомої потужності: $N_e = N_{\text{пит}} G_{\text{пов}}$ показує, що для отримання максимальної потужності двигуна за будь-яких зовнішніх умов необхідно мати максимальне значення питомої потужності і максимальне значення витрати повітря.

Такому поєднанню $N_{\text{пит}}$ і $G_{\text{пов}}$ відповідає максимальне значення частоти обертання ротора двигуна. Відповідно до цього висновку закон керування однороторної ГТУ незмінної геометрії проточної частини можна подати так:

$$n = n_{\text{max}} = \text{const}, \quad (3.1)$$

де n — частота обертання ротора.

Умови реалізації цього закону:

$$T_h, p_h^* — \text{var}; \beta_{3, \text{п max}} = \text{const}; \alpha_{3, \text{п max}} = \text{const},$$

де T_h^*, p_h^* — загальмовані значення, відповідно, температури і тиску повітря на вході у двигун; $\alpha_{3, \text{п}}$ — координата задавального пристрою, чи важеля керування двигуном ВКД.

Умови реалізації цього закону: $T_h^*, p_h^* — \text{var}; \alpha_{3, \text{п max}} = \text{const}$. Для реалізації закону керування (3.1) за зміни зовнішніх умов як керувального фактора використовують витрату палива.

За значного відхилення зовнішніх умов від розрахункових значень реалізація закону (3.1) неможлива, оскільки інші параметри робочого процесу, змінюючись, можуть досягти граничних значень, небезпечних через зниження запасів міцності деталей і запасів стійкості осьового компресора.

У цих випадках у САК вводять додаткові пристрої, які отримали назву обмежувачів. При цьому в законі керування разом з керованим параметром вказують обмежувальні параметри. Наприклад, при обмеженні температури газів на вході в турбіну закон керування записується як:

$$n = n_{\text{max}} = \text{const}; \quad (3.2)$$

$T_{\text{г. max}}$ — обмежується.

Умови реалізації цього закону: $\alpha_{3, \text{п max}} = \text{const}, T_h^*, p_h^* — \text{var}$.

Зміна параметрів при реалізації даного закону подана на рис. 3.4.

Як відомо, з підвищенням температури зовнішнього повітря на вході в двигун момент опору компресора буде зменшуватись у зв'язку зі зменшенням кількості повітря, що надходить у нього.

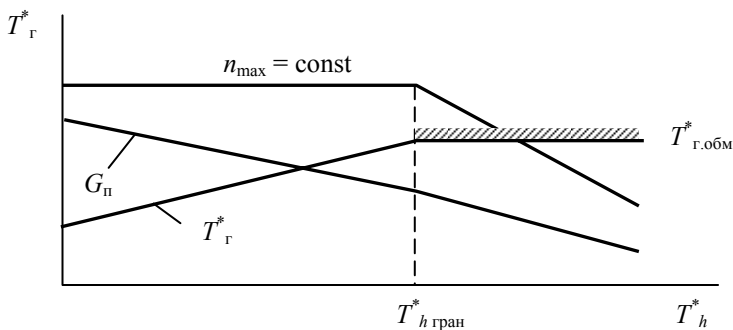


Рис. 3.4. Зміна параметрів при реалізації закону керування

Водночас через зменшення кількості повітря, що надходить у камеру згоряння, температура газів перед турбіною T_g^* підвищуватиметься. Тому в цьому разі процеси, які відбуваються під час одного й того ж подавання палива, супроводжуватимуться збільшенням частоти обертання ротора двигуна. Регулятор частоти обертання, намагаючись підтримати задану частоту обертання, зменшуватиме подавання палива. Проте цього зменшення подавання палива буде недостатньо, щоб попередити подальше зростання T_g^* .

Як видно з рис. 3.4 з досягненням максимального значення температури газів $T_{г.обм}^*$ у роботу вступає обмежувач температури газів, який ще більше зменшить подавання полива в камеру згоряння. Цей процес відбудеться з підвищенням температури зовнішнього повітря до рівня $T_{h\text{ гран}}^*$. З підвищенням температури зовнішнього повітря вище значення $T_{h\text{ гран}}^*$ у зв'язку зі значним зменшенням подавання палива обмежувачем T_g^* частота обертання ротора знижуватиметься, при цьому температура газів буде залишатися на рівні $T_{г.обм}^*$.

Можливі структурні схеми САК для реалізації закону керування (3.2) наведені на рис. 3.5, а, б.

Як видно з рис. 3.5, а обмежувач вступає в роботу з досягненням температури газів рівня $T_{г.обм}^*$. Використання наведеної схеми підключення обмежувача забезпечує високу точність обмежуваного параметра.

У разі використання схеми підключення рис. 3.5, б обмежувач діятиме за принципом компенсації збурювальної дії температури зовнішнього повітря. З використанням наведеної схеми підключення обмежувача не враховуються інші фактори, які також можуть спричинювати зміни температури газів, що є недоліком такої схеми.

Детальніше особливості обмежувачів некерованих параметрів робочого процесу та їх підключення в САК будуть розглянуті в розд. 7.

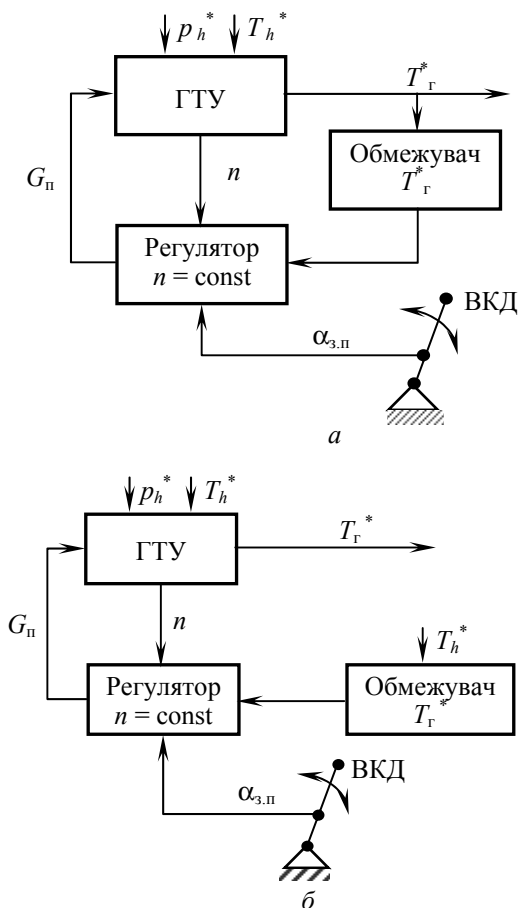


Рис. 3.5. Системи автоматичного керування з обмежувачем T_g^* :

a — САК із замкнутою схемою підключення обмежувача T_g^* ;
б — САК із розімкнутою схемою підключення обмежувача T_g^*

Для ГТУ, які мають у своєму складі однороторний турбокомпресор і вільну силову турбину, найдоцільніше за керований параметр узяти частоту обертання ротора силової турбіни $n_{с.т.}$. У цьому випадку закон керування на максимальному режимі набере такого вигляду: $n_{с.т.} = n_{с.т.макс} = \text{const}$. Використання в САК ГТУ як керованого параметра $n_{с.т.}$ забезпечує на перехідних режимах хороші динамічні якості

нагнітача природного газу. Ця обставина пов'язана з тим, що між ротором силової турбіни й ротором турбокомпресора існує тільки газодинамічний зв'язок, через це на перехідних режимах роботи між роторами спостерігається проковзування, тобто ротор силової турбіни за частотою обертання або відставатиме, або випереджатиме ротор турбокомпресора. Тому в таких ГТУ безпосереднє керування частотою обертання ротора силової турбіни використовується частіше, ніж частота обертання ротора турбокомпресора, оскільки забезпечуються хороші динамічні якості нагнітача природного газу.

За необхідності деякі параметри робочого процесу таких ГТУ з досягненням визначеного рівня можуть обмежуватись, наприклад, T_{Γ}^* , p_{κ}^* , $n_{\text{тк}}$ та ін.

У цьому випадку в САК повинні бути передбачені спеціальні обмежувачі цих параметрів, а в законі керування зазначаються обмежувальні параметри.

Дроселювання двигуна — це процес зменшення потужності двигуна з переміщенням ЗП або ВКД на зменшення режиму. Під законом керування ГТД (ГТУ) при дроселюванні мають на увазі визначений закон зміни основного керованого параметра двигуна, наприклад частоти обертання n або температури газів T_{Γ}^* , залежно від ступеня його дроселювання.

Нижче наведено основні режими, які використовуються під час роботи ГТУ:

- максимальний;
- мінімальний (малий газ чи режими холостого ходу);
- проміжні режими (дросельні).

Режим малого газу — це мінімальний режим стійкої роботи двигуна, при якому потужність двигуна повинна бути мінімальною. На режимі малого газу компресор двигуна найближче підходить до границі стійкості. Тому в ряді випадків час безперервної роботи й загальне напрацювання двигуна на режимі малого газу за ресурс обмежується до 15–20 % від загального ресурсу.

Обираючи закон керування ГТУ при дроселюванні, необхідно враховувати певні вимоги. Закон керування має забезпечити: найбільшу економічність на дросельних режимах, стійку роботу агрегатів двигуна, хорошу прийманість двигуна, простоту реалізації дроселювання, максимальне зменшення навантаженості деталей двигуна та їх температурного режиму, достатньо глибокий ступінь дроселювання двигуна за потужністю до моменту вмикання перепускання повітря з компресора.

Для вибору й аналізу ЗК при дроселюванні ГТУ з однороторним турбокомпресором необхідно мати дросельні характеристики ГТУ,

побудованих для постійних зовнішніх умов. Це залежності потужності від частоти обертання n за різних постійних значень температури T_r^* , подавань палива G_n і площі критичного перерізу вихідного пристрою F_n . Використовувані дросельні характеристики і можливі способи дроселювання подано на рис. 3.6.

При цьому на дросельну характеристику повинні бути нанесені такі лінії обмежень:

$A-A$ — границя мінімально допустимої частоти обертання;

$B-B$ — границя нестійких режимів роботи компресора (границя помпажу);

$B-B$ — границя максимально допустимої температури газу перед турбіною;

$\Gamma-\Gamma$ — границя максимально допустимої частоти обертання ротора;

$Д-Д$ — границя зриву полум'я в камері згоряння.

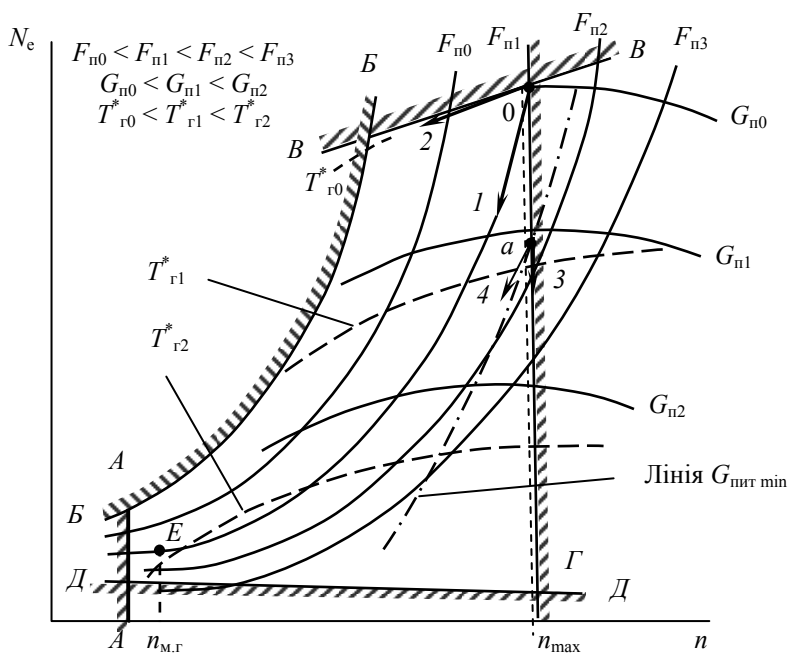


Рис. 3.6. Дросельні характеристики однороторного ГТД:
 G_n — витрати палива; T_r^* — температура газів перед турбіною;
 F_n — площа перерізу вихідного пристрою

На основі аналізу наведених дросельних характеристик можна скласти такі закони керування при дроселюванні.

По лінії 0–2 (дросельні режими лежать на лінії максимальної температури газів):

$$T_{\Gamma}^* = T_{\Gamma, \max}^* = \text{const}; \quad n - \text{var}; \quad G_{\Pi} - \text{var}; \quad F_{\Pi} - \text{var}. \quad (3.3)$$

Недоліки наведеного закону керування (3.3): висока температура T_{Γ}^* на всіх режимах дроселювання, низька економічність, неможливість здійснювати глибоке дроселювання, малий запас стійкості компресора за помпажем, погана прийманість, складність одночасного керування витратою палива і вихідним пристроєм.

По лінії 0–3 (дросельні режими лежать на лінії обмеження частоти обертання):

$$n = n_{\max} = \text{const}; \quad T_{\Gamma}^* - \text{var}; \quad G_{\Pi} - \text{var}; \quad F_c - \text{var}. \quad (3.4)$$

Переваги закону керування (3.4): висока економічність, найкраща прийманість, низька температура деталей. До недоліків закону керування (3.4) можна віднести: складність одночасного керування витратою палива і вихідним пристроєм, високі динамічні навантаження на деталі, погіршення коефіцієнта корисної дії компресора під час глибокого дроселювання через надзвукове обтікання лопаток осевого компресора.

По лінії 0–а–4 (дросельні режими лежать на лінії мінімальних питомих витрат палива $G_{\text{пит min}}$):

$$n - \text{var}; \quad T_{\Gamma}^* - \text{var}; \quad G_{\Pi} - \text{var}; \quad F_c - \text{var}. \quad (3.5)$$

Переваги закону керування (3.5): найкраща економічність, великий запас стійкості за помпажем, хороша прийманість (як наслідок запасу за помпажем). Недоліки закону керування (3.5): складність одночасного узгодженого керування витратою палива й площею перерізу вихідного пристрою.

По лінії 0–1 (дросельні режими лежать на лінії $F_{\Pi} = \text{const}$):

$$n - \text{var}; \quad T_{\Gamma}^* - \text{var}; \quad G_{\Pi} - \text{var}. \quad (3.6)$$

Переваги закону керування (3.6): простота конструкції та реалізації. Недоліки закону керування (3.6): відносно невисока економічність, малий запас стійкості компресора за помпажем на режимі малого газу, що призводить до необхідності використання пристрою перепускання повітря з компресора на низьких режимах роботи ГТУ (ГТД).

Закон керування при дроселюванні по лінії $F_{\Pi} = \text{const}$ найпростіший у реалізації й тому набув найбільшого використання в ГТУ і ГТД, що мають незмінну геометрію вихідного пристрою.

3.2.2. Закони керування газотурбінними установками з двороторним турбокомпресором і вільною (силовою) турбіною

Газотурбінні установки з двороторним турбокомпресором і вільною турбіною має додаткові параметри робочого процесу, а саме $n_{в.т}$ та $n_{н.т}$. Так, для управління названих ГТУ на максимальному режимі як керовані параметри можуть бути взяті: $n_{в.т}$, $n_{н.т}$, $n_{с.т}$, $T_{г}^*$.

У цьому випадку для безпосереднього впливу на величину керованих параметрів у конструкції двигуна мають бути передбачені керувальні фактори, кількість яких повинна відповідати кількості керованих параметрів.

Максимальна потужність та оптимальна економічність для двигунів, що розглядаються, може бути отримана за умови:

$$\begin{cases} n_{н.т} = n_{н.т \max} = \text{const}; & (3.7) \\ n_{в.т} = n_{в.т \max} = \text{const}; & (3.8) \\ n_{с.т} = n_{с.т \max} = \text{const}; & (3.9) \\ T_{г}^* = T_{г \max}^* = \text{const}. & (3.10) \end{cases}$$

Виконання вказаних умов дає змогу максимально використовувати можливості двигуна за потужністю та економічністю. При цьому, виконання умов (3.7), (3.8) забезпечує отримання максимальної витрати повітря $G_{\text{пов. max}}$ і максимального ступеня підвищення тиску $\pi_{к \max}^*$. Виконання умов (3.9), (3.10) забезпечує отримання $N_{е \text{ пит max}}$. Відомо, що $N_{е \max} = N_{е \text{ пит max}} G_{\text{пов. max}}$.

Разом з тим одночасне керування двигуном за чотирма параметрами значно ускладнює конструкцію САК двигуна, знижуючи її експлуатаційну надійність. Причому для реалізації наведених умов закону керування необхідно володіти чотирма керувальними факторами, у тому числі й площею вихідного пристрою двигуна. Проте на компресорних станціях газотранспортних магістралей набули поширення винятково ГТУ з незмінною геометрією вихідного пристрою.

Такий двигун, як правило, має тільки один керувальний фактор — $G_{п}$, який безпосередньо може впливати на величину одного керованого параметра, а три інші — змінюватимуться за певними законами, маючи взаємозв'язок з основним керованим параметром. Для таких двигунів як закон керування на максимальному режимі можна застосувати лише одну із залежностей, яка входить до системи рівнянь (3.7)–(3.10).

Розглянемо для кожного із можливих законів керування характер зміни потужності й некерованих параметрів робочого процесу за зміни зовнішніх умов. Дослідження і теоретичні висновки показали, що зовнішні умови, за яких працює двигун, здійснюють вплив на його вихідні параметри, передусім через зміну температури повітря T_n^* на вході у двигун. Як відомо, підвищення T_h^* веде до зменшення π_k^* і неузгодженості роботи КНТ і КВТ. При цьому на лопатках КНТ спостерігатиметься збільшення кутів атаки набігання потоку повітря, внаслідок чого момент опору обертання у ротора КНТ зростатиме. Водночас на лопатках КВТ має місце зменшення кутів атаки, в результаті чого момент опору обертання в ротора КВТ зменшуватиметься. Таким чином, з підвищенням T_h^* за збереження незмінного подавання палива $G_{\Pi} = \text{const}$, з'являється тенденція до зростання частоти обертання ротора високого тиску $n_{в.т}$ і до зниження частоти обертання ротора низького тиску $n_{н.т}$.

Якщо закон керування передбачає підтримання $n_{н.т \max} = \text{const}$ відповідно до рівняння (3.7), то для його реалізації система автоматичного керування з підвищенням T_h^* має збільшувати подавання палива до камери згоряння, внаслідок чого збільшаться температура газів перед турбіною і потужність турбіни високого і низького тиску. Це спричинює відновлення до заданого значення $n_{н.т}$ і подальшого підвищення $n_{в.т}$. Характер розглянутих параметрів робочого процесу показано на рис. 3.7, а.

Як бачимо, під час роботи ГТУ в умовах високих температур повітря може виникнути необхідність в обмеженні максимальних значень T_g^* , $n_{в.т}$ або $n_{с.т}$ тобто, в даному випадку потрібно використовувати комбінований закон керування.

При реалізації закону відповідно до рівняння (3.8) з підвищенням T_h^* САК зменшуватиме подавання палива, що приведе до одночасного зниження T_h^* , $n_{н.т}$ і $n_{с.т}$ (рис. 3.7, б). Зниження T_g^* відбувається тим інтенсивніше, чим вищий ступінь підвищення тиску в КВТ. Якщо $\pi_{\text{КВТ}}^* \approx 6 \dots 8$, що характерно для ряду сучасних газотурбінних двигунів, то температура газу T_g^* знижується несуттєво і її можна вважати сталою. Таким чином, під час керування ГТУ за законом $n_{в.т} = n_{в.т \max} = \text{const}$ один керувальний фактор практично одночасно підтримує сталими два основні керовані параметри: $n_{в.т \max} = \text{const}$ і $T_{г \max}^* = \text{const}$, що є важливою перевагою цього закону.

Розглянутий закон керування використовується переважно в САК авіаційних двоконтурних ГТД, для яких характерне підвищення температури повітря на вході у двигун зі збільшенням швидкості польоту. Використання цього закону забезпечує авіаційні двигуни найбільшою статичною тягою й економічністю.

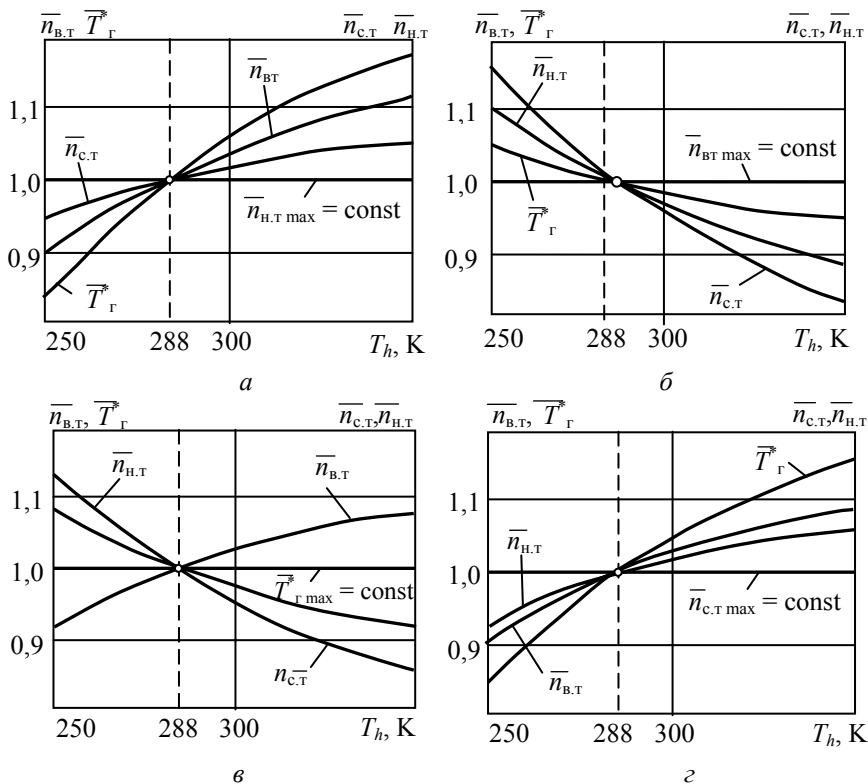


Рис. 3.7. Зміни основних параметрів ГТУ
за різними законами керування:
а — при $n_{h,T} \max = \text{const}$; б — при $n_{b,T} \max = \text{const}$;
в — при $T_{\Gamma}^* \max = \text{const}$; г — при $n_{c,T} \max = \text{const}$

З урахуванням середньорічних температур атмосферного повітря на території України наземні ГТУ, в тому числі й ГТУ компресорних станцій, більшу частину року працюють за температури зовнішнього повітря, яке нижче розрахункової температури (288 К). Це значення температури атмосферного повітря, для якої проводиться термогазодинамічний розрахунок двигуна.

Враховуючи дані обставини, із наведеного рис. 3.7, б можна зробити висновок про те, що зі зниженням температури зовнішнього повітря T_h^* нижче 288 К і підтриманням $n_{b,T} \max = \text{const}$ параметри T_{Γ}^* , $n_{h,T}$ і $n_{c,T}$ будуть безперервно збільшуватись, що неприйнятно з погляду вимог забезпечення надійності двигуна. Через це закон керування $n_{b,T} = n_{b,T} \max = \text{const}$ не застосовувався в САК ГТУ комп-

ресорних станцій. У разі реалізації закону $T_{г\max}^* = \text{const}$ з підвищенням T_h^* спостерігається зростання $n_{в.т}$ і зниження $n_{н.т}$ (рис. 3.7, в), що збільшує проковзування роторів. Керування двигуном за цим законом дає можливість з підвищенням температури повітря T_h^* рівною мірою використовувати температурні можливості двигуна. Проте реалізація цього закону утруднена у зв'язку зі складністю вимірювання температури через відсутність малоінерційних температурних датчиків.

При реалізації закону $n_{с.т\max} = \text{const}$ (рис. 3.7, г) з підвищенням температури повітря T_h^* потрібно збільшувати подавання палива, що супроводжуватиметься підвищенням $T_{г, н.т}^*$ і $n_{в.т}$. У даному разі може бути потрібне їх обмеження. Проте в зоні температур повітря нижчих за розрахункову (288 К) значення вказаних параметрів знижуватимуться, що робить цей закон привабливим для використання в САК стаціонарних ГТУ.

Отже, враховуючи ту обставину, що середньорічна температура атмосферного повітря на території України становить у середньому 280 К і нижче, найбільш прийнятним законом керування ГТУ з двороторним турбокомпресором і вільною турбіною на максимальному режимі за умов забезпечення надійності й економічності двигуна є закон (3.7). При використанні цього закону обмеженими параметрами можуть бути $T_{г, н.т}^*$ і $n_{в.т}$, або закон (3.9) з обмеженням параметрів $T_{г, н.т}^*$ і $n_{в.т}$. При цьому закон керування (3.9) має такий вигляд:

$$\begin{aligned} n_{с.т\max} &= \text{const}; \\ n_{в.т\max} &= \text{обмеж.}; \\ n_{н.т\max} &= \text{обмеж.}; \\ T_{г\max}^* &= \text{обмеж.}, \end{aligned}$$

де скорочення «обмеж.» означає, що параметр певним чином обмежується.

Так для реалізації закону керування (3.9) САК ГТУ повинна мати в своєму складі разом з регулятором частоти обертання силової турбіни три обмежувачі (рис. 3.8).

При роботі стаціонарної ГТУ на максимальному режимі використання в САК зазначених законів керування (3.7) і (3.9) в області середньорічних температур атмосферного повітря, які нижчі за розрахункову температуру для двигуна, механічні й температурні навантаження, а також витрати палива будуть нижчі порівняно з використанням з цією метою закону (3.8). Крім того, застосування закону керування (3.9) забезпечує на перехідних режимах хороші динамічні властивості нагнітача газу, який має привод безпосередньо від силової турбіни.

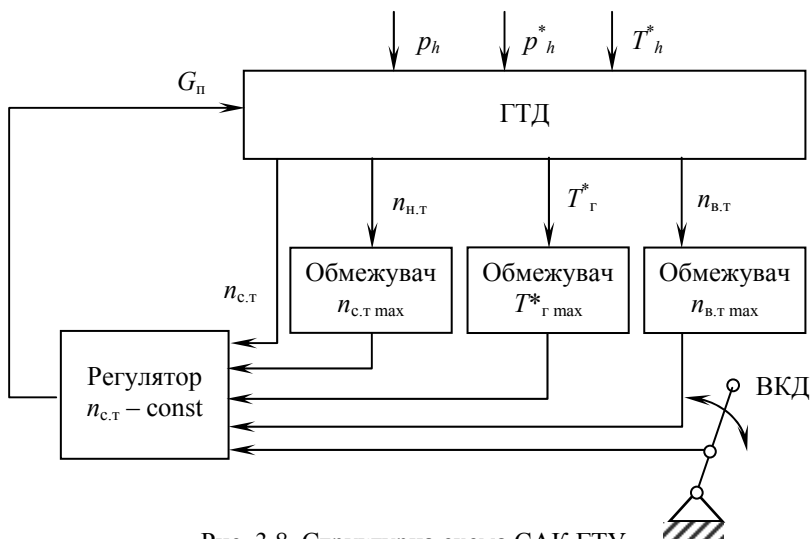


Рис. 3.8. Структурна схема САК ГТУ, що забезпечує реалізацію закону керування

Дроселювання ГТУ з двороторним турбокомпресором і силовою турбіною забезпечується зменшенням G_{Π} , що веде до зниження $T_{г}^*$ і, як наслідок, до зменшення $n_{н.т}$, $n_{с.т}$ і $n_{в.т}$. Проте частота обертання $n_{с.т}$ знижується при цьому інтенсивніше, ніж частота обертання $n_{н.т}$, а частота обертання $n_{н.т}$, у свою чергу, знижується інтенсивніше, ніж $n_{в.т}$. Це спричинює збільшення ковзання роторів, яке визначається як:

$$S_1 = \frac{n_{в.т}}{n_{н.т}} \quad \text{і} \quad S_2 = \frac{n_{н.т}}{n_{с.т}}.$$

Як приклад, характер зміни S_1 при зменшенні $n_{в.т}$ показано на рис. 3.9 (крива 1), а зміни температури $T_{г}^*$ — крива 2.

Зміна ковзання роторів зумовлена тим, що зі зменшенням $n_{в.т}$ падає повний тиск уздовж тракту двигуна, що викликає, у свою чергу, зменшення сумарного ступеня підвищення π_{Σ}^* (рис. 3.10). При цьому перепад тисків знижується поступово, охоплюючи по-спідовно силову турбіну (при $n_{в.т} = n_1$ знижується ступінь розширення на силовій турбіні $\pi_{с.т}^*$), потім турбіну низького тиску (при $n_{в.т} = n_2$ зменшується $\pi_{т.н.т}^*$) і лише після цього турбіну високого тиску (при $n_{в.т} = n_3$ зменшується $\pi_{т.в.т}^*$).

Унаслідок цього температура газу перед турбіною $T_{г}^*$ також знижується з переходом на понижені режими роботи двигуна (рис. 3.9, крива 2).

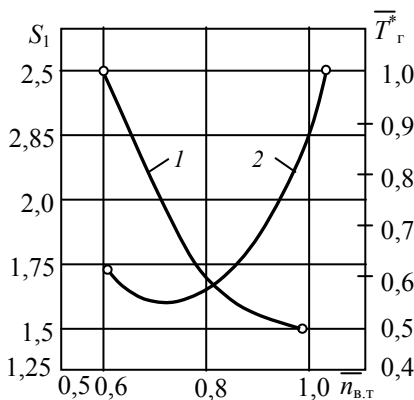


Рис. 3.9. Зміна ковзання роторів ГТУ при дроселюванні

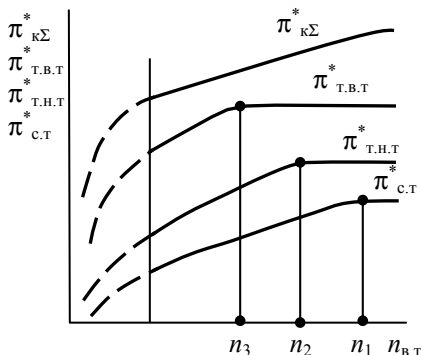


Рис. 3.10. Характер зміни ступеня при дроселюванні розширення газу в основних вузлах

Явище ковзання роторів широко використовується на практиці при діагностуванні технічного стану ГТУ.

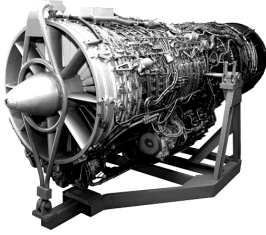


Література: [1]; [3].



Запитання і завдання для самоперевірки

1. Дайте визначення таких понять: «керовані параметри», «керувальні фактори», «керувальні органи».
2. Які вимоги повинен задовольняти керований параметр?
3. Наведіть приклади керувальних факторів, які використовуються в САК ГТУ.
4. Наведіть приклади керувальних органів, які використовуються в САК ГТУ.
5. Поясніть вибір закону керування ГТУ, що має в своєму складі однороторний турбокомпресор і силову турбину, на максимальному режимі роботи.
6. Наведіть приклад необхідності обмежувати окремі параметри робочого процесу ГТУ.
7. Поясніть вибір закону керування на максимальному режимі ГТУ, що має в своєму складі двороторний турбокомпресор і силову турбину.
8. Поясніть особливості дроселювання ГТУ з двомоторним турбокомпресором і силовою турбиною.



4. ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК ЯК ОБ'ЄКТА КЕРУВАННЯ



4.1. Власна стійкість

На перехідному режимі роботи двигуна або на режимі роботи двигуна, що не встановився, спричиненому або перестановкою керувального органа, або зміною зовнішніх умов, параметри робочого процесу безперервно змінюються з часом. При цьому характер перехідного процесу визначається динамічними властивостями самого двигуна та динамічними параметрами САК. Тому при створенні нової САК необхідно перш за все спиратися на знання динамічних властивостей двигуна як об'єкта керування, тобто на знання характеру зміни параметрів його роботи під час перехідного процесу за умови невтручання в цей процес будь-яких регуляторів.

Однією з найважливіших динамічних властивостей ГТУ є її власна стійкість. Під стійкістю або «самовирівнюванням» двигуна розуміють здатність двигуна після випадкового відхилення від рівноважного режиму з часом самостійно повертатися до рівноважного режиму при фіксованому положенні керувального органа.

Випадкові тимчасові зовнішні збурення, наприклад зміна параметрів зовнішнього середовища або навантаження на ротор силової турбіни з боку нагнітача природного газу, виводять двигун з рівноваги.

Здатність ГТУ після припинення дії збурюваних факторів повертатися до попереднього стаціонарного режиму і називають власною стійкістю двигуна.

Повна оцінка стійкості двигуна може бути дана на основі розгляду його динаміки, тобто поведінки в перехідному процесі після випадкового збурення. Однак судження про те, стійкий двигун чи нестійкий на тому чи іншому режимі, може бути складене на основі аналізу характеру перебігу його статичних моментних характеристик, а також характеристик потрібного й наявного подавання палива.



4.2. Аналіз власної стійкості газотурбінних установок за моментними характеристиками

Аналіз власної стійкості ГТУ за статичними характеристиками ґрунтується на порівнянні моменту на валу турбіни M_T і моменту опору компресора M_K . У загальному випадку моменти на валах турбіни і компресора є складовими функціями частоти обертання n , подавання палива G_p , зовнішніх і внутрішніх збурень, що діють на ГТУ. Однак метою аналізу власної стійкості досить прийняти

$$M_T = M_T(n; G_p) \quad \text{і} \quad M_K = (n; G_p).$$

На усталеному режимі роботи ГТУ потужність турбіни повністю витрачається на привод компресора й агрегатів, що обслуговують роботу двигуна.

У цьому випадку кутовий момент на валу турбіни M_T дорівнює моменту опору компресора й агрегатів M_K . Такий режим називають рівноважним. Для аналізу поведінки ГТУ, які працюють на рідинному паливі, на усталеному режимі при фіксованих положеннях регулювального органа необхідно мати залежність M_T та M_K не від подавання палива, а від положення керувального органа m , тобто

$$M_T = M_T(n; m) \quad \text{і} \quad M_K = (n; m).$$

Типовий вигляд таких статичних характеристик компресора й турбіни зображено на рис. 4.1.

З характеристик видно, що одному й тому ж положенню КО можуть відповідати два рівноважні режими. Як буде зазначено нижче, один із цих режимів є стійким, інший — нестійким. Так, у точці A крива $M_K = M_K(n, m = \text{const})$ іде крутіше від кривої $M_T = M_T(n, m = \text{const})$, тобто $\frac{\partial M_K}{\partial n} > \frac{\partial M_T}{\partial n}$.

Такий характер перебігу кривих $M_T(n)$ та $M_K(n)$ обумовлює стійкість ГТУ на цьому режимі. Справді, при незмінному положенні КО випадкове відхилення частоти обертання n від рівноважного значення викличе появу надлишкового моменту на роторі, який поверне двигун до попереднього режиму. Чим більша різниця $\frac{\partial M_K}{\partial n} > \frac{\partial M_T}{\partial n}$, тим стійкіший двигун, оскільки більш надлишковий момент буде повертати ротор на попередню частоту обертання при одному і тому ж відхиленні n . Характер перебігу кривих $M_T(n)$ та $M_K(n)$ у точці B такий, що має місце:

$$\frac{\partial M_K}{\partial n} < \frac{\partial M_T}{\partial n}.$$

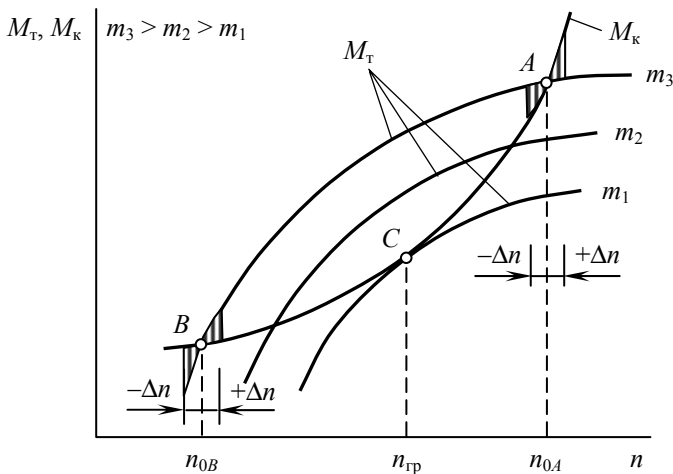


Рис. 4.1. Схема статичних моментних характеристик компресора та турбіни ГТУ:

M_T — крутний момент турбіни; M_K — момент компресора (момент опору);

$n_{p,n}$ — відповідає нестійкій рівновазі; $n_{p,c}$ — відповідає стійкій рівновазі;

$n_{гр}$ — відповідає граничній частоті обертання;

m — координата положення керувального органа

При цьому режимі двигун нестійкий, оскільки при випадковому відхиленні частоти обертання від її значення на сформованому режимі $n = n_B$ з'являється надлишковий момент, що прагне збільшити відхилення n . Таким чином, режим, що відповідає більшим значенням n , є стійким, а режим, що відповідає меншим n , — нестійким. Границею стійкості ГТД є частота обертання $n = n_{гр}$ (точка C), на якій криві моментів турбіни та компресора торкаються одна одної,

тобто на якій $\frac{\partial M_K}{\partial n} = \frac{\partial M_T}{\partial n}$.

На цьому режимі двигун перебуває в стані байдужої рівноваги, оскільки навіть за достатньо малого відхилення частоти обертання відносно точки C на роторі двигуна не виникає ніякого надлишкового моменту. Для сучасних ГТД (ГТУ) границя стійкості $n_{гр}$ перебуває в межах $n_{гр} = (0,5...0,65)n_{max}$. На режимі малого газу зазвичай $n_{mg} = (0,2...0,4)n_{max}$. Так, частота обертання ГТД (ГТУ) на малому газі перебуває в зоні нестійких режимів, тобто зліва від $n_{гр}$. Тому для забезпечення стійкості двигуна на низьких режимах роботи в САК необхідно застосовувати спеціальні автоматичні пристрої.



4.3. Аналіз власної стійкості газотурбінних установок за характеристиками потрібного та наявного подавання палива

Характеристикою потрібного подавання палива називається залежність, яка показує кількість палива, необхідного для підтримання заданої частоти обертання ротора на рівноважному режимі роботи за сталих зовнішніх умов.

Газотурбінні двигуни, а також ГТУ, які працюють на рідкому паливі, мають, як правило, приводні паливні насоси, продуктивність яких зростає зі збільшенням частоти обертання ротора приблизно за лінійним законом. На рис. 4.2 подано характеристики потрібних та наявних подавань палива залежно від частоти обертання для певних зовнішніх умов, що характеризуються температурою та тиском зовнішнього повітря (T_h, p_h).

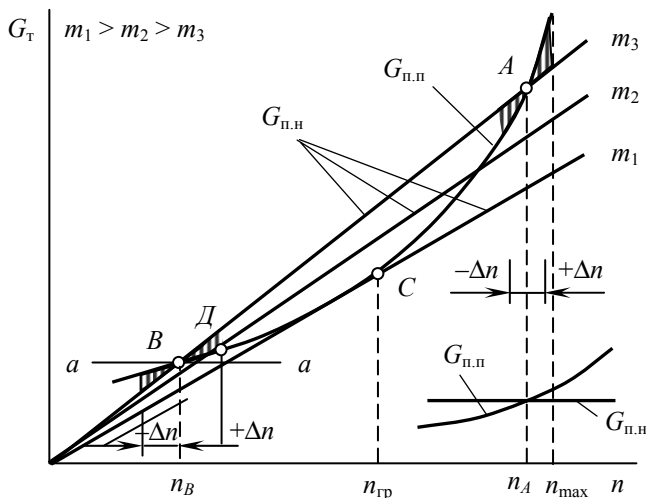


Рис. 4.2. Характеристики потрібних та наявних подавань палива:
 $G_{п.п}$ — потрібне подавання палива, побудоване для певних зовнішніх умов;
 $G_{п.н}$ — наявне подавання палива; m — координата положення керувального органа; $a-a$ — лінія подавання палива, незалежно від частоти обертання приводного паливного насоса;
 Δn — відхилення частоти обертання від сталого режиму роботи

Рівноважні режими роботи двигуна, на яких наявне подавання палива дорівнює потрібному, відповідає точкам перетину кривих потрібних і наявних подавань палива. У нашому прикладі це точки

A, B, C. Як видно з рис. 4.2, змінювати наявне подавання палива для отримання заданих сталих режимів роботи можна перестановкою керувального органа, тобто змінюючи координату m . При цьому переміщення КО на збільшення потрібного подавання палива $G_{п.п}$ завжди спричинює появу позитивного надлишкового моменту на роторі, а зменшення $G_{п.п}$ — появу негативного надлишкового моменту. Так, на режимі A , що відповідає рівноважному значенню частоти обертання $n = n_A$, двигун за фіксованого положення КО ($m = m_1$) стійкий.

Справді, у разі випадкового зменшення n подавання палива до двигуна буде більшим, ніж потрібно, і надлишковий момент, що виникає при цьому, поверне двигун на початковий режим роботи. І навпаки, у разі випадкового збільшення n наявне подавання палива стане меншим, ніж потрібно, що також призведе до відновлення початкового режиму. Аналогічні процеси спостерігатимуться на всіх режимах, для яких $\frac{\partial G_{п.п}}{\partial n} > \frac{\partial G_{п.н}}{\partial n}$.

Границею стійкості є режим, що відповідає $n = n_{гр}$ (точка C), на якому лінія $G_{п.п}$ торкається лінії $G_{п.н}$, тобто $\frac{\partial G_{п.п}}{\partial n} = \frac{\partial G_{п.н}}{\partial n}$.

За частоти обертання ротора $n < n_{гр}$, коли $\frac{\partial G_{п.п}}{\partial n} > \frac{\partial G_{п.н}}{\partial n}$, двигун нестійкий.

Так, наприклад, на рівноважному режимі, що відповідає $n = n_B$ (точка B), за випадкового збільшення n наявне подавання палива буде більшим, ніж потрібно, і двигун, збільшуючи частоту обертання, з часом вийде на стійкий рівноважний режим $n = n_A$, а випадкове зменшення n призведе до зупинки двигуна.

З аналізу характеристик потрібного та наявного подавання палива також видно, що зі зменшенням кута нахилу характеристики наявного подавання палива для заданого положення керувального органа m стійкість двигуна поліпшується, бо у разі випадкового відхилення n від рівноважного режиму виникає велике надлишкове подавання палива, що спричинює відновлення попереднього режиму. Якщо забезпечити у будь-якому фіксованому положенні КО незалежне від частоти обертання ротора двигуна подавання палива, то характеристики $G_{п.н}$ проходитимуть так (лінія $a—a$), що умова стійкості $\frac{\partial G_{п.п}}{\partial n} > \frac{\partial G_{п.н}}{\partial n}$ виконуватиметься на всіх експлуатаційних режимах роботи двигуна.

Наведений аналіз показує, що забезпечення незалежного подавання палива від частоти обертання двигуна є надійним засобом поліпшення динамічних характеристик ГТД (ГТУ), тобто необхідно в складі САК застосовувати регулятор постійного подавання палива (регулятор $G_n = \text{const}$), незалежного від частоти обертання n ротора.



4.4. Рівняння руху ротора та динамічні параметри газотурбінних установок

На базі проведеного аналізу моментних характеристик ГТУ, а також характеристик потрібного та наявного подавання палива дається тільки якісна оцінка стійкості двигуна. Для повного опису його динамічних властивостей потрібне проведення кількісного аналізу з визначенням величини динамічних параметрів, необхідних при проектуванні та розрахунках САК.

Як відомо, режим роботи ГТД, що встановився, визначається рівністю моментів турбіни і компресора, тобто

$$M_{t0} = M_{k0}. \quad (4.1)$$

Зі зміною подавання палива у двигун рівність (4.1) порушується, оскільки на роторі з'являється або надлишковий момент або момент опору. Цей момент викликає прискорення ротора і може бути визначений з рівняння руху ротора:

$$\frac{\pi}{30} I_p \frac{dn}{dt} = M_t(n, G_n) - M_k(n, G_n). \quad (4.2)$$

У цьому рівнянні I_p — полярний момент інерції ротора двигуна. $M_t(n, G_n)$ та $M_k(n, G_n)$ — нелінійні функції.

У зв'язку з цим рівняння (4.2) є нелінійним диференціальним рівнянням першого порядку, розв'язати яке в загальному вигляді досить складно.

Для спрощення аналізу динаміки двигуна в будь-якій точці режиму, що встановився, функції (M_t) та (M_k) лінеаризуються, береться звичайна передумова загальної теорії автоматичного керування про малість відхилення аргументів від їх значень на режимі, що встановився.

Зі зміною в подаванні палива має місце:

$$M_t = M_{t0} + \Delta M_t; \quad M_k = M_{k0} + \Delta M_k.$$

З використанням часткових похідних та теорії про малість відхилень аргументів наведені вирази можна записати в такому вигляді:

$$\begin{aligned}
M_{\tau}(n, G_{\Pi}) &= M_{\tau 0} + \left(\frac{\partial M_{\tau}}{\partial n} \right)_0 \Delta n + \left(\frac{\partial M_{\tau}}{\partial G_{\Pi}} \right)_0 \Delta G_{\Pi}; \\
M_{\kappa}(n, G_{\Pi}) &= M_{\kappa 0} + \left(\frac{\partial M_{\kappa}}{\partial n} \right)_0 \Delta n + \left(\frac{\partial M_{\kappa}}{\partial G_{\Pi}} \right)_0 \Delta G_{\Pi}.
\end{aligned} \tag{4.3}$$

Прирівнявши вирази (4.3) та підставивши їх у вираз (4.2), отримаємо

$$\frac{\pi}{30} I_p \frac{dn}{dt} = \left[\left(\frac{\partial M_{\tau}}{\partial n} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_{\kappa}}{\partial n} \right)_0 \right] \Delta n + \left[\left(\frac{\partial M_{\tau}}{\partial G_{\Pi}} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_{\kappa}}{\partial G_{\Pi}} \right)_0 \right] \Delta G_{\Pi}. \tag{4.4}$$

Потім слід увести у вираз (4.4) безрозмірні величини:

$$\bar{n} = \frac{n - n_0}{n_{\text{баз}}} = \frac{\Delta n}{n_{\text{баз}}}; \quad \bar{G}_{\Pi} = \frac{G_{\Pi} - G_{\Pi 0}}{G_{\Pi, \text{баз}}} = \frac{\Delta G_{\Pi}}{G_{\Pi, \text{баз}}},$$

де як $n_{\text{баз}}$, а також $G_{\Pi, \text{баз}}$ зазвичай беруть n і G_{Π} , що відповідає максимальному режиму роботи, тобто $n_{\text{баз}} = n_{\text{max}}$, $G_{\Pi, \text{баз}} = G_{\Pi, \text{max}}$.

Далі слід перетворити вираз (4.4) до вигляду:

$$\begin{aligned}
&\frac{\pi}{30} I_p n_{\text{баз}} \frac{d\bar{n}}{dt} + \left[\left(\frac{\partial M_{\kappa}}{\partial n} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_{\tau}}{\partial n} \right)_0 \right] n_{\text{баз}} \bar{n} = \\
&= \left[\left(\frac{\partial M_{\tau}}{\partial G_{\Pi}} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_{\kappa}}{\partial G_{\Pi}} \right)_0 \right] G_{\Pi, \text{баз}} \bar{G}_{\Pi}.
\end{aligned} \tag{4.5}$$

Поділивши вираз (4.5) на різницю часткових похідних $\left[\left(\frac{\partial M_{\kappa}}{\partial G_{\Pi}} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_{\tau}}{\partial G_{\Pi}} \right)_0 \right] n_{\text{баз}}$, отримаємо диференціальне рівняння руху ротора в перехідному процесі, записане з використанням динамічних параметрів

$$T_d \frac{d\bar{n}}{dt} + \bar{n} = K_d \bar{G}_{\Pi}, \tag{4.6}$$

де

$$T_d = I_p \frac{\pi}{30} \frac{1}{\left[\left(\frac{\partial M_{\kappa}}{\partial n} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_{\tau}}{\partial n} \right)_0 \right]}, \tag{4.7}$$

де T_d — стала часу, що характеризує інерційне запізнення частоти обертання ротора при зміні подавання палива або час перехідного процесу (має розмірність у секундах).

При цьому:

— $T_d > 0$ має місце в області режимів роботи ГТД, що встановилися;

— $T_d < 0$ має місце в області режимів роботи, що не встановилися;

— $T_d = \infty$ має місце в граничній області

$$K_d = \frac{\left[\left(\frac{\partial M_T}{\partial G_n} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_K}{\partial G_n} \right)_0 \right] G_{n.баз}}{\left[\left(\frac{\partial M_K}{\partial n} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_T}{\partial n} \right)_0 \right] n_{баз}},$$

K_d — коефіцієнт підсилення двигуна з подаванням палива, що характеризує чутливість двигуна до зміни в подаванні палива (рис. 4.3). Чим більший K_d , тим більша зміна частоти обертання за однієї й тієї ж зміни в подаванні палива.

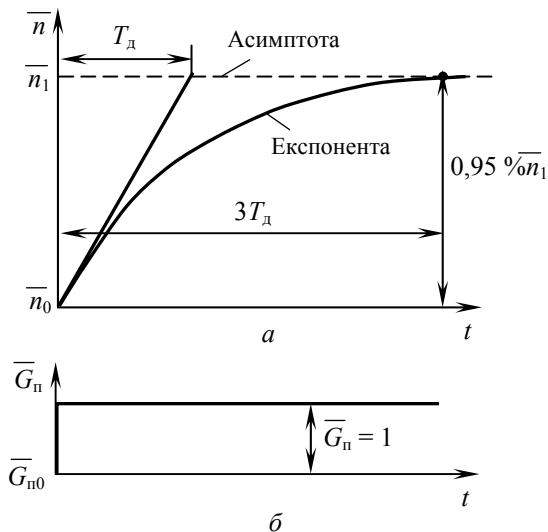


Рис. 4.3. Перехідний процес ГТД, викликаний стрибкоподібною зміною в подаванні палива на величину $\bar{G}_n = 1,0$:

a — експонента зміни керованого параметра n ;

b — зміна керувального фактора

Коефіцієнти T_d та K_d визначають поведінку двигуна під час перехідного процесу і є його динамічними параметрами.

З рівняння (4.6) випливає, що ГТУ (ГТД) є інерційною аперіодичною ланкою першого порядку. Перехідну функцію двигуна як реакцію частоти обертання на одиничну ступінчасту зміну подавання палива можна визначити, розв'язуючи диференціальне рівняння (4.6) при $\bar{G}_n = 1$. Виходячи з цього, рівняння (4.6) набирає вигляду:

$$T_d \left(\frac{dn}{dt} \right) + n = K_d.$$

Розв'язком рівняння (4.6), як відомо з теорії автоматичного керування, є експоненціальна функція вигляду:

$$\bar{n} = K_d \left(1 - e^{-\frac{t}{T_d}} \right).$$

Графік цієї функції показує, як змінюється керований параметр n (рис. 4.3, *а*) залежно від часу в перехідному процесі, що був викликаний стрибкоподібною зміною керувального фактора (рис. 4.3, *б*). Як видно з графіка, значення n асимптотично наближається до нового усталеного значення n_∞ , яке встановлюється за часу t . При цьому перехідний процес вважається таким, що закінчився, коли поточне значення частоти обертання n відрізняється від n_∞ на величину, що не перевищує $0,05n_\infty$.

Таким чином, T_d — це час, за який частота обертання ротора досягла б нового значення, що встановилося б, якби вона змінювалась із постійною швидкістю, рівною швидкості її зміни в початковий момент, тобто якби крива зміни частоти обертання збіглася з дотичною до експоненти, проведеної в початковій точці.

Величина T_d залежить від інерційних властивостей ротора, тобто від масового полярного моменту інерції ротора I_p та від різниці часткових похідних $\left[\left(\frac{\partial M_k}{\partial n} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_r}{\partial n} \right)_0 \right]$. Ця різниця визначає величину неврівноваженого моменту на роторі. Величину, зворотну до сталої часу $\rho = \frac{1}{T_d}$, називають ступенем стійкості ротора за постійного подавання палива.

Величину $K = \frac{K_d}{T_d}$ називають коефіцієнтом розгону двигуна.

Він визначає початкову швидкість зміни частоти обертання ротора в перехідному процесі.



4.5. Вплив розмірів двигуна, режимів роботи та зовнішніх умов на сталу часу T_d і коефіцієнт підсилення двигуна K_d

Геометрично подібні двигуни з однаковими параметрами робочого процесу, осьовими й кутовими швидкостями на середньому діаметрі компресора мають різні динамічні властивості. Значення

$$\left[\left(\frac{\partial M_k}{\partial n} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_t}{\partial n} \right)_0 \right], \text{ що стоїть у знаменнику виразу (4.7),}$$

пов'язане зі значенням надлишкового моменту, який збільшується зі зростанням витрати повітря.

Момент інерції ротора пропорційний четвертому–п'ятому ступеню діаметра, а витрата повітря — лише його квадрату. Тому зі збільшенням діаметральних розмірів ротора чисельник у виразі (4.7) зростатиме швидше за знаменник.

Отже, зі збільшенням поперечних розмірів ГТУ (ГТД) його стала часу зростає.

Зростання поперечних розмірів у ГТУ (ГТД) зумовлює зниження коефіцієнта K_d . Це впливає зі статичних характеристик $G(n)$ порівнювальних двигунів — крива $G_n(n)$ піде більш круто у двигуна більших розмірів, як такого, що має більші витрати повітря. Пояснюється це тим, що зі збільшенням витрати повітря $G_{\text{пов}}$ приблизно пропорційно збільшується потрібна витрата палива $G_{\text{п.п.}}$.

Отже, на одних і тих самих режимах, тобто при однакових частотах обертання ротора n , коефіцієнт підсилення двигуна з подаванням палива K_d знижується при збільшенні діаметральних розмірів двигуна.

Аналіз моментних характеристик ГТУ (ГТД) (див. рис. 4.1) показує, що значення динамічних параметрів значною мірою залежить від режимів роботи двигуна, тобто від значення n , за якого досліджуються його динамічні характеристики.

Так, при зменшенні вихідної рівноважної частоти обертання ротора n_0 стала часу T_d прямує до нескінченності при $n = n_{\text{тр}}$ (рис. 4.4). Це пов'язано, як видно з рис. 4.1, зі зменшенням надлишкового моменту ΔM , що виникає при відхиленні n від рівноважного значення.

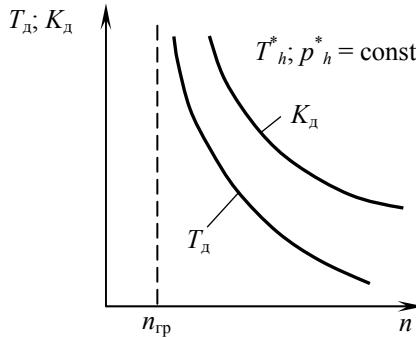


Рис. 4.4. Характер зміни динамічних параметрів двигуна від частоти обертання ротора

Коефіцієнт посилення K_d також збільшується, оскільки одному й тому ж ΔG_n на понижених режимах відповідає більша зміна частоти обертання Δn .

Для існуючих ГТД (ГТУ) за стандартних атмосферних умов на розрахунковому режимі роботи T_d становить 0,4...1 с. На режимах, близьких до малого газу, T_d збільшується до 8...25 с. Коефіцієнт посилення при цьому K_d змінюється від 0,2...0,5 с на максимальному режимі до 2...5 с на понижених режимах.

Аналіз залежності T_d і K_d від атмосферного тиску повітря показує, що зі зменшенням p_h коефіцієнти K_d і T_d збільшуються.

У цілому можна зробити висновок, що ГТУ (ГТД) як об'єкт автоматичного керування частотою обертання має найгірші динамічні властивості на понижених режимах роботи, а також в умовах низького атмосферного тиску та високої температури повітря на вході у двигун.



4.6. Методи визначення динамічних параметрів

Для попереднього оцінювання параметрів на початковій стадії розроблення САУ використовуються *аналітичні методи*. Після виготовлення ГТУ ці параметри уточнюються експериментально.

Ступінь стійкості ГТУ може бути визначений за такою формулою:

$$\rho = 3,34 \cdot 10^7 \frac{a G_n (\pi_{k \max}^{*0,286} - 1)}{n^2 I_p T_{r \max}^*}, \quad (4.8)$$

де I_p — масовий полярний момент інерції ротора; n та G_n — частота обертання ротора та витрати палива; $\pi_{к\max}^*$, $T_{г\max}^*$ — ступінь підвищення тиску в компресорі та температура газу перед турбіною на максимальному режимі за стандартних атмосферних умов;

$a = \frac{n}{n - n_1} = \frac{b}{G'_n}$ — коефіцієнт, пропорційний величині похідної $\left(\frac{dG_n}{dn}\right)_0$, який визначається за статичною характеристикою потрібного подавання палива (рис. 4.5).

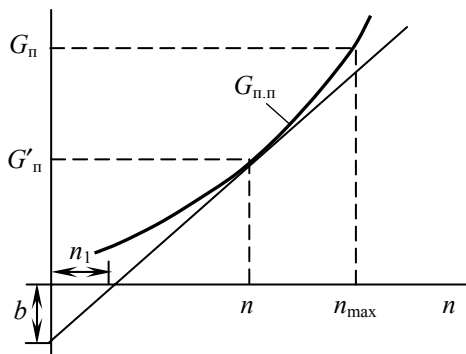


Рис. 4.5. Визначення величини коефіцієнта a

Для визначення коефіцієнта a необхідно провести дотичну до будь-якої точки характеристики G_n і здійснити необхідні розрахунки.

Наближене значення коефіцієнта розгону K можна визначити за такою формулою:

$$K = 3,34 \cdot 10^7 \frac{G_{n\max} (\pi_{к\max}^{*0,286} - 1)}{n_{\max}^2 I_p T_{г\max}^*},$$

де $n_{\max}$, $G_{n\max}$ — частота обертання ротора двигуна і витрати палива на максимальному стендовому режимі за стандартних атмосферних умов, а суть інших параметрів така сама, як у формулі (4.8).

Сьогодні розроблені й застосовуються як аналітичні, так і експериментальні методи визначення динамічних параметрів ГТД та ГТУ.

Наведена формула засвідчує, що величина коефіцієнта K не залежить від режиму роботи двигуна, а визначається його геомет-

ричними параметрами (I_p) та параметрами робочого процесу на максимальному режимі ($n, \pi^*_k, T^*_r, G_{п}$).

Для виконаних двигунів величина коефіцієнта K коливається у вузьких межах і дорівнює $K = 0,45\text{--}0,65$ 1/с. Більші значення K мають двигуни малої потужності.

Експериментальні методи. Із експериментальних методів визначення динамічних параметрів ГТУ найбільшого поширення набув метод зняття перехідної характеристики та частотний метод.

При визначенні динамічних параметрів за допомогою першого методу миттєве збурення для зняття перехідної характеристики ГТУ досягається через різке переміщення керувального органа, для чого останній відокремлюється від регулятора й до нього безпосередньо під'єднується важіль двигуна.

При цьому в процесі експерименту за допомогою осцилографа виконується запис необхідних параметрів до переміщення керувального органа та після його переміщення на збільшення подавання палива (рис. 4.6).

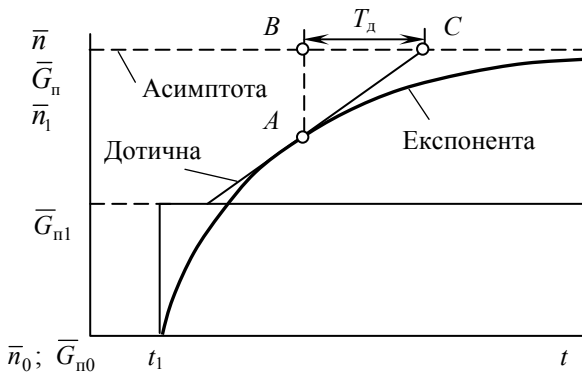


Рис. 4.6. Експериментальне визначення динамічних параметрів ГТУ методом зняття перехідних характеристик

Отримана осцилограма являє собою в певному масштабі перехідну характеристику двигуна $\bar{n} = f(t)$, близьку до експоненти.

Використовуючи рис. 4.6, визначають сталу часу T_d , для чого необхідно провести дотичну до будь-якої точки кривої (наприклад, точка A) та лінію BA , паралельну ординаті. Далі потрібно вимірювати відрізок BC , що відповідає часу T_d .

Після визначення параметра T_d визначається ступінь стійкості двигуна $\rho = \frac{1}{T_d}$. Оскільки кінцеве (при $t \rightarrow \infty$) відхилення частоти обертання $\bar{n}_\infty$ відоме, далі відносно просто розраховується коефіцієнт розгону двигуна з використанням такого рівняння

$$K = \rho \frac{n_1 - n_0}{G_{n1} - G_{n0}} \frac{G_{n, \text{баз}}}{n_{\text{баз}}}.$$

Так само проводиться визначення значень ρ та K для інших режимів роботи двигуна.

Частотний метод визначення динамічних параметрів полягає в тому, що ГТУ піддається гармонійному збуджувальному впливу переміщенням керувального органа за законом

$$\bar{m} = \bar{m}_0 \sin \omega t,$$

де ω та $\bar{m}_0$ — частота й амплітуда збуджувального впливу відповідно.

При цьому і частота обертання ГТУ також змінюватиметься за гармонійним законом:

$$\bar{n} = \bar{n}_0 \cdot \sin(\omega t + \varphi),$$

де $\bar{n}_0$ — амплітуда відхилення частоти обертання; φ — кут зсуву фази коливань, який показує відхилення частоти обертання порівняно з відхиленням керувального органа, частоти ω .

Приблизний вигляд осцилограми, отриманої під час частотного випробування, для одного зі значень ω показано на рис. 4.7.

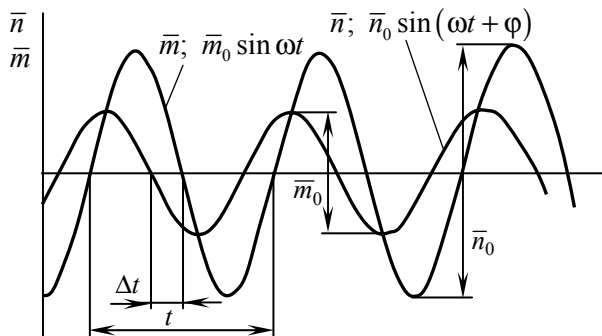


Рис. 4.7. Вигляд осцилограми, отриманої під час частотного випробування ГТД (ГТУ)

Під час проведення експерименту із осцилограми визначають такі параметри: амплітуди вхідної $\bar{m}_0$ і вихідної $\bar{n}_0$ координат, t — період коливань та Δt — зсув коливань частоти обертання ротора за часом відносно коливань керувального органа.

Далі за виміряними параметрами будуватиметься амплітудно-фазова частотна характеристика в полярних координатах, з використанням якої й визначаються динамічні параметри:

$$T_d = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\omega}; \quad K_d = \frac{\bar{n}_0}{\bar{m}_0} \sqrt{1 - T_d^2 \omega^2}.$$

Цей метод дає змогу найбільш точно експериментально визначити динамічні параметри, що входять у рівняння руху ротора в перехідному процесі.



Література: [4].



Запитання і завдання для самоперевірки

1. Поясніть, що таке власна стійкість ГТУ.
2. Здійсніть аналіз якісного оцінювання власної стійкості ротора за моментними характеристиками.
3. Проаналізуйте якісне оцінювання власної стійкості ротора за характеристиками витрат палива.
4. Назвіть основні динамічні параметри ГТУ й поясніть їх фізичний зміст.
5. Поясніть використані методи визначення динамічних параметрів двигуна.
6. Поясніть вплив геометричних розмірів двигуна й режимів роботи на основні динамічні параметри двигуна.



5. СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ЧАСТОТОЮ ОБЕРТАННЯ РОТОРІВ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ (ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК)

◇ 5.1. Загальні відомості

У загальному випадку САК ГТД заведено називати сукупність ГТД (ГТУ) як об'єкта керування і ряду автоматичних пристроїв (регуляторів, обмежувачів, автоматів), що цілеспрямовано діють на двигун з метою одержання заданих експлуатаційних характеристик двигуна.

Частота обертання ротора ГТД для більшості сучасних і перспективних двигунів вибирається як керований параметр, тому САК частотою обертання ротора є основною системою керування для будь-якого типу ГТД (ГТУ). Така САК містить у своєму складі двигун як об'єкт керування і регулятор частоти обертання ротора.

У теорії автоматичного керування регулятором називають пристрій, що вимірює поточне значення керованого параметра, порівнює його із заданою величиною, визначає таким чином відхилення керованого параметра від заданого значення і здійснює необхідну керувальну дію на об'єкт керування. Значення керувальної дії залежить від вимірюваного відхилення.

При керуванні частотою обертання ротора регулятор повинен стійко підтримувати задане значення цього параметра на заданому рівні і швидко, без великих коливань відновлювати його при відхиленні від усталеного режиму роботи або при зміні зовнішніх умов.

До САК частотою обертання висувають такі основні вимоги:

- висока статична точність підтримання заданого значення керованої величини за зміни зовнішніх умов в експлуатаційному діапазоні;
- висока якість регулювання, що характеризується мінімальним коливанням перехідного процесу, малим часом перехідного процесу та малою величиною регулювання керованого параметра в перехідному процесі;
- висока експлуатаційна надійність в умовах високих і низьких температур навколишнього середовища, а також в умовах вібраційних дій.

Зокрема регулятори частоти обертання роторів ГТУ компресорних станцій повинні забезпечувати високу статичну точність підтримки частоти обертання ротора, що характеризується відносною статичною похибкою регулювання на рівні 0,25...0,5 % від максимального значення.

Високоточні гідромеханічні регулятори частоти обертання сучасних ГТУ мають відносну статичну похибку, не більшу 0,2...0,25 %, а електронні регулятори — не більшу 0,1...0,15 %. Значення перерегулювання, тобто однократний стрибок частоти обертання в перехідному процесі не перевищує в сучасних регуляторів 2...3 % від максимального значення частоти обертання, а загальна тривалість перехідного процесу для транспортних ГТД при різкому переналаштуванні регулятора з малого газу на максимальний режим (час повної прийнятності) лежить у межах від 5 до 9 с і залежить від полярного моменту інерції ротора і надлишку моменту на валу турбіни.

Для ГТУ компресорних станцій час прийнятності залежить також від полярного моменту інерції ротора нагнітача природного газу.

Таким вимогам найбільшою мірою відповідають регулятори частоти обертання, в основу роботи яких покладено принцип відхилення керованої величини. Відповідно до цього, у сучасних САК ГТУ застосовують регулятори частоти обертання, увімкнені за замкнутою схемою щодо об'єкта керування (див. рис. 5.1).



5.2. Елементний склад регуляторів частоти обертання

У загальному випадку до складу регуляторів частоти обертання роторів можуть входити такі елементи або пристрої:

- чутливий елемент — пристрій, що вимірює величину керованого параметра (у даному разі частоту обертання);
- задавальний пристрій — це пристрій, за допомогою якого можна змінювати настроювання регулятора, задаючи різні значення частоти обертання ротора (наприклад, важіль керування двигуном або електричний тумблер — задавач режиму роботи двигуна);
- керувальний орган — пристрій, за допомогою якого змінюють величину керувального фактора (наприклад палива);
- елемент порівняння — це пристрій, який забезпечує виявлення різниці двох величин, одна з яких задається пружиною задавального пристрою, а інша визначається положенням чутливого елемента регулятора;

- сервомеханізм — пристрій, завдяки якому збільшується зусилля, розвивається чутливий елемент, та який служить для перестановки керувального органа;

- керувальний пристрій — керує підведенням зовнішньої енергії до сервомеханізму, приводиться в дію зусиллям чутливого елемента у разі виникнення відхилення частоти обертання від заданого значення;

- виконувальний зв'язок — зв'язок, який існує між чутливим елементом та керувальним органом (зумовлює необхідну перестановку керувального органа);

- стабілізувальний пристрій — служить для поліпшення динамічних властивостей САК (забезпечує стійкість САК). Виконується у вигляді механізму зворотного зв'язку. За характером цього механізму розрізняють регулятори частоти обертання із жорстким зворотним зв'язком та регулятори з гнучким зворотним зв'язком.

Елементарний склад регулятора частоти обертання залежить від вимог, які він має задовольняти та об'єкта, на якому він використовуватиметься. Приклад елементного складу поширеного регулятора частоти обертання з керувальним пристроєм золотникового типу наведено на рис. 5.1.

Принцип дії регулятора такий. На усталеній частоті обертання при фіксованому положенні ВКД зусилля від чутливих елементів 1 та пружини налагодження регулятора 4 перебувають у зрівноваженому стані. При відхиленні двигуна від зрівноваженого стану, наприклад, у зв'язку зі зміною зовнішніх умов (p_h^* , T_h^*) у бік збільшення або зменшення частоти обертання, зусилля від відцентрових сил, прикладені до тягарців ЧЕ, також змінюються. Зміна зусиль на відцентрових тягарцях супроводжуватиметься зміною положення самих тягарців та, відповідного положенням керувального золотника 3.

У результаті перестановки золотника 3 відкриється доступ масла під тиском $p_m = \text{const}$ у робочу порожнину сервомотора СМ. Водночас із протилежної порожнини СМ масло видавлюватиметься поршнем на злив. Унаслідок цього СМ впливатиме на положення керувального органа, з перестановкою якого зміниться подавання палива в камеру згоряння. При цьому КО змінюватиме подавання палива так, щоб частота обертання відновилась до вихідного значення.

Переведення двигуна з одного режиму роботи на інший досягається перестановкою ВКД на новий режим роботи.

Крім того, варто зазначити, що на положення золотника 3 крім ЧЕ і пружини задавального пристрою 4 можуть також впливати зовнішні збурення у вигляді вібрації двигуна, теплового розширення корпусу регулятора, тертя та інші чинники.

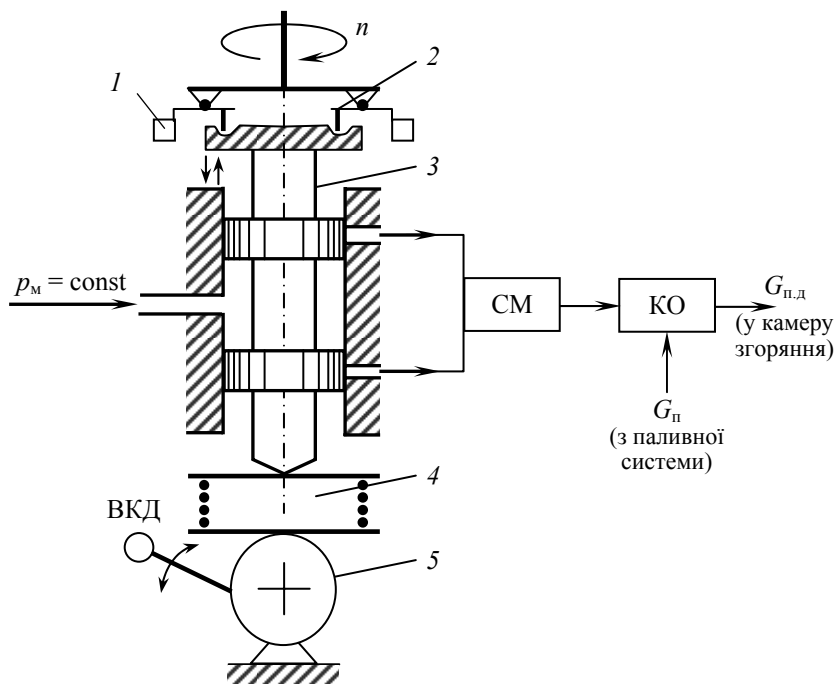


Рис. 5.1. Регулятор частоти обертання:

- 1 — відцентрові тягарці (чутливий елемент); 2 — голки для передавання частоти обертання; 3 — золотник (виконує функцію елемента порівняння та керувального пристрою); 4 — пружина задавального пристрою; 5 — кулачок; ВКД — важіль керування двигуном (задавальний пристрій); СМ — сервомеханізм; КО — керувальний орган; p_m — тиск мастила; G_p — витрата палива; $G_{п.д}$ — витрата палива дозована

Проектуючи регулятор частоти обертання, такі обставини потрібно враховувати та звести зовнішні збурення до мінімуму.

Нижче будуть розглянуті регулятори частоти обертання ГТД (ГТУ), виконані на принципі керування за відхиленням частоти обертання від заданого значення.

У САК сучасних ГТД (ГТУ), що працюють на рідинному або газоподібному паливі, використовують чотири типи регуляторів частоти обертання, що відрізняються за принципом дії: регулятори прямої дії, регулятори непрямої дії найпростішої схеми (без зворотного зв'язку), регулятори непрямої дії з жорстким зворотним зв'язком, регулятори непрямої дії з ізодромним зворотним зв'язком (ІЗЗ).



5.3. Регулятори частоти обертання прямої дії

Регуляторами частоти обертання прямої дії називають такі, в яких переміщення керувального органа виконується за рахунок зусилля ЧЕ, безпосередньо зв'язаного з ним. На рис. 5.2 подано принципову схему регулятора, що розглядається, статичну характеристику і функціональну схему регулятора.

Із принципової схеми регулятора видно, що ЧЕ регулятора 7 при обертанні зі швидкістю, що пропорційна частоті обертання ротора двигуна n , розвиває відцентрову силу, осьова складова якої $F_{в.ц}$ переміщує шток 8, зв'язаний через важіль 1 з дозувальною паливною голкою 2. Положення штока і дозувальної голки визначається рівністю осьової складової відцентрової сили і сили стиснення пружини 9.

Для налагодження регулятора на іншу частоту обертання необхідно змінити зусилля попереднього стиску пружини 9, що досягається переміщенням рухомої втулки 10, яка з'єднана рейковим зачепленням з шестірнею важеля 11. Взаємодія елементів регулятора прямої дії і задавального пристрою ЗП показана на функціональній схемі (рис. 5.2, в).

Функціональна схема є умовним зображенням регулятора частоти обертання, на якій умовно зображені елементи регулятора, що входять до його складу, зв'язок між ними і керувальним органом. Особливістю схеми є те, що функції елемента порівняння ЕП і виконавчого зв'язку виконуються однією й тією ж деталлю, а конкретно — штоком 8.

Розглянемо статистичні властивості регулятора прямої дії, аналізуючи характеристики потрібних витрат палива залежно від частоти обертання для двох різних зовнішніх умов, що характеризуються, наприклад, різною температурою зовнішнього повітря.

На рис. 5.2, б крива 1 відповідає потрібній витраті палива за температури зовнішнього повітря T_{h0}^* , а крива 3 — за температури T_{h1}^* . Причому $T_{h1}^* > T_{h0}^*$. На усталеному режимі роботи із заданим положенням ЗП регулятор налагоджений на значення частоти обертання ротора n_0 , якому в умовах T_{h0}^* відповідає подавання палива G_{n0} . При збільшенні температури зовнішнього повітря внаслідок зменшення густини повітря зменшується і момент опору ротора компресора двигуна.

Отже, заданій частоті обертання n_0 в умовах T_{h1}^* має відповідати менша витрата палива G_{n2} . Зменшення G_n у регуляторі здійснюється зміною положення дозувальної голки ДГ. Для зменшення G_n дозувальна голка 2 опускається вниз.

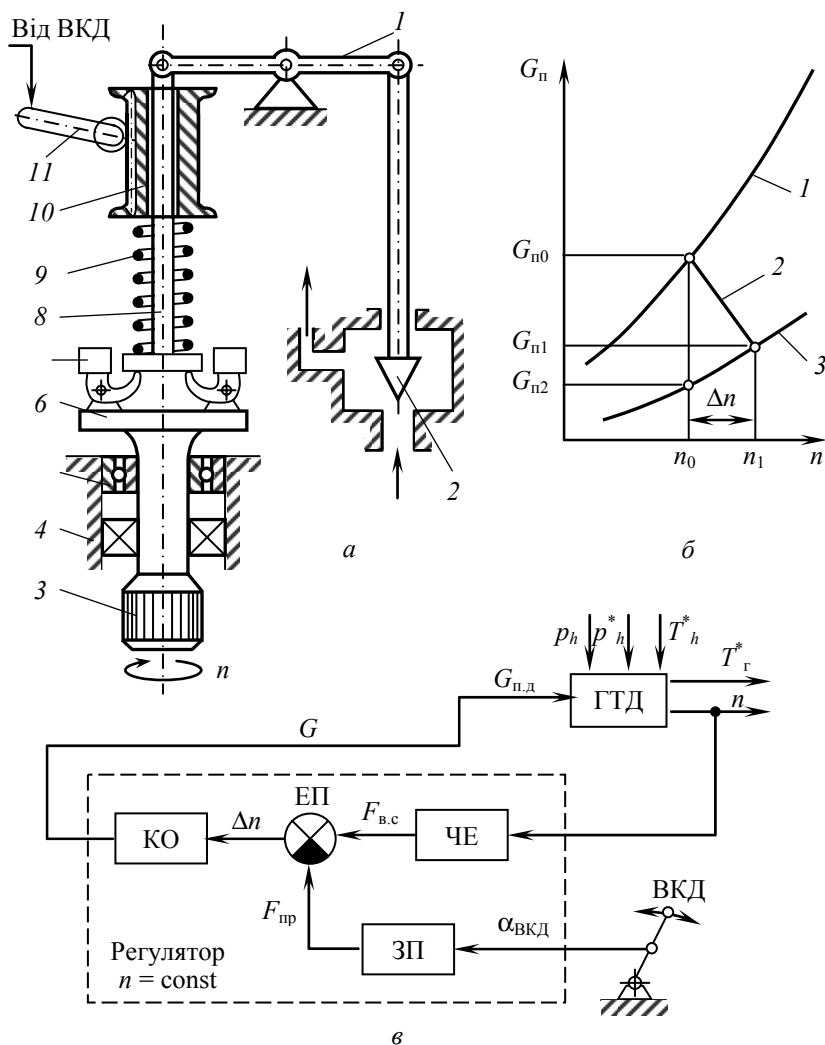


Рис. 5.2. Регулятор частоти обертання прямої дії:

1 — важіль виконавчого зв'язку; 2 — дозувальна голка (керувальний орган); 3 — приводний валик-ресора; 4, 5 — підшипники; 6 — вилка; 7 — відцентрові тягарці (чутливі елементи); 8 — шток виконавчого зв'язку; 9 — пружина задавального пристрою; 10 — втулка; 11 — важіль; *а* — принципова схема регулятора; *б* — статистична характеристика; *в* — функціональна схема регулятора

Унаслідок наявності безпосереднього механічного зв'язку, що є між голкою 2 і штоком 8, зміна положення ДГ обов'язково супроводжується зміною зусилля попередньої затяжки пружини 9. Тому зусилля від відцентрових тягарців, що врівноважує силу пружини 9, також відрізнятиметься від вихідного значення, а отже, й нове усталене значення n_1 відрізнятиметься від вихідного n_0 . Відповідно до цього в процесі зміни температури повітря до значення T_{h1}^* і витрати палива по лінії 2 в усталеному режимі регулятор прямої дії підтримуватиме частоту обертання n_1 , що перевищує вихідне значення n_0 на деяке значення Δn , яке є статичною похибкою керування. Відповідно витрата палива $G_{п1}$ також перевищуватиме значення $G_{п2}$.

Слід додати, що робота регулятора проходитиме аналогічно до розглянутого при зменшенні тиску зовнішнього повітря.

Таким чином, регулятор частоти обертання прямої дії є статичним, тобто він за принципом дії не може точно підтримувати задану частоту обертання за зміни зовнішніх умов. Чим ширший діапазон зміни зовнішніх умов, тим більшою буде статична похибка при керуванні частотою обертання.

Переваги регулятора:

- регулятор прямої дії простий за конструкцією;
- має хороші динамічні властивості, що дає змогу отримати аперіодичні процеси з незначним часом керування.

Недоліки регулятора:

- регулятор прямої дії має статичні похибки при керуванні частотою обертання. З цієї причини регулятори прямої дії називають статичними регуляторами;
- такий регулятор не може бути використаний на двигунах з великими витратами палива, для перестановки КО яких необхідне значне зусилля.

Регулятори частоти обертання прямої дії використовують у малопотужних ГТУ (ГТД) з незначними витратами палива, при експлуатації яких не передбачені великі зміни зовнішніх умов.



5.4. Регулятори частоти обертання непрямої дії без зворотного зв'язку

Регулятором непрямої дії називається такий регулятор, у якому перестановка КО відбувається не за рахунок зусилля ЧЕ, а за допомогою сервомеханізму із використанням енергії від зовнішнього джерела. Це дає можливість забезпечити великі переставні зусилля, необхідні для пересування КО в двигунах з великими витратами палива.

Принципову схему регулятора частоти обертання непрямої дії і його функціональну схему подано на рис. 5.3.

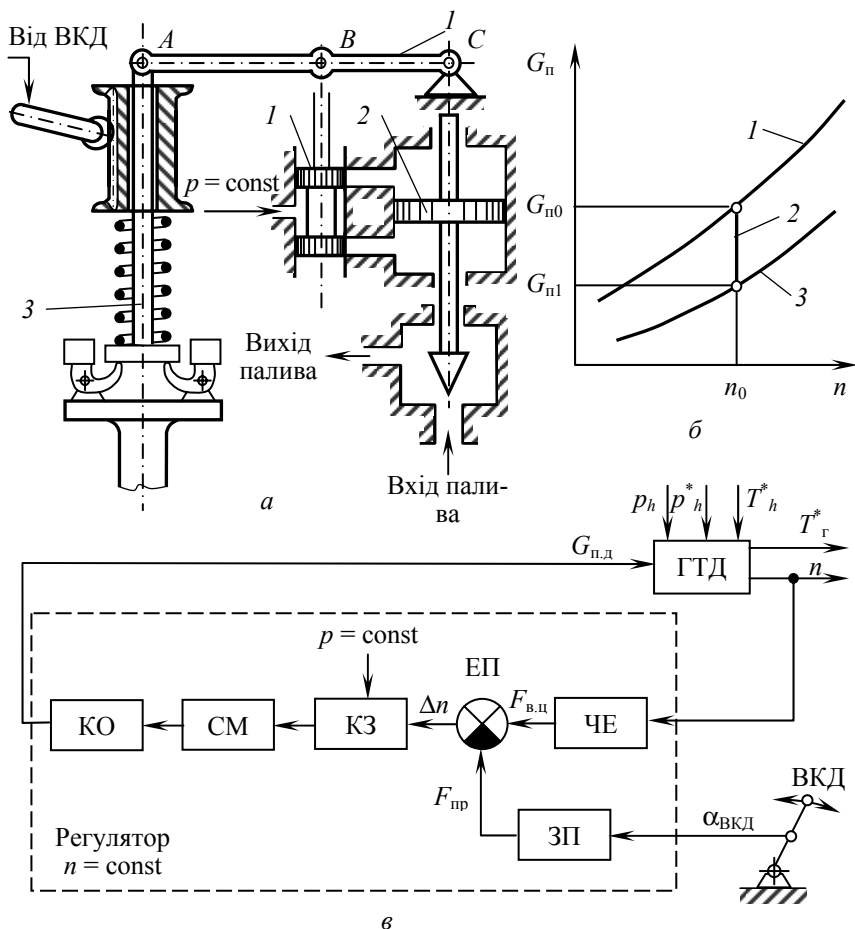


Рис. 5.3. Принципова схема (*a*), статична характеристика (*б*), функціональна схема (*в*) регулятора частоти обертання непрямої дії без зворотного зв'язку

За своєю конструкцією цей регулятор відрізняється від регулятора прямої дії тільки тим, що в його виконавчий зв'язок включено сервомеханізм *2* і керувальний пристрій *1*, виконаний у вигляді керувального золотника КЗ.

Неузгодженість між дійсними і заданими значеннями частоти обертання проходить від елемента порівняння 3 (шток виконавчого зв'язку) до керувального золотника 1 і далі до сервомеханізму 2 з дозувальною голкою у вигляді відповідних сигналів.

У процесі керування частотою обертання підсилений сигнал від чутливих елементів регулятора за допомогою сервомеханізму передається на КО регулятора.

Чутливий елемент регулятора з'єднаний з золотником 1 за допомогою штока 3 й важеля кінематичного зв'язку. На схемі золотник 1 показаний у нейтральному положенні, яке відповідає рівноважній частоті обертання.

У цьому регуляторі незалежно від положення КО рівноважні режими будуть при одному і тому ж положенні керувального золотника 1. При постійному положенні ВКД незмінне положення золотника може бути тільки при постійній відцентровій силі ЧЕ, тобто при $n = \text{const}$.

Таким чином, регулятор за своєю схемою є астатичним і в принципі може точно, без статичної похибки підтримувати задану частоту обертання у разі зміни зовнішніх умов (T_h^* або p_h^*).

Витратні характеристики регулятора показано на рис. 5.3, б. Лінії 1 і 3 відповідають потрібним витратам палива, побудованим залежно від частоти обертання ротора для двох різних зовнішніх умов, що характеризуються T_h^* або p_h^* . Лінія 2 — витрата палива, що підтримується регулятором за зміни зовнішніх умов. Такий характер у зміні подавання палива виключає статичну похибку при керуванні.

Однак відсутність безпосереднього жорсткого зв'язку між ЧЕ і КО в таких регуляторах призводить до появи згасаючих коливань частоти обертання в перехідному процесі. Поява коливань виникає внаслідок значних інерційних зусиль обертальних мас турбіни й компресора, які і є причиною відставання або збільшення частоти обертання ротора за зміни в подаванні палива.

Переваги регулятора:

- розглянутий регулятор є астатичним, тобто забезпечує підтримку заданої частоти обертання за зміни зовнішніх умов без появи статичних похибок;

- за рахунок використання в регуляторі сервомеханізму, забезпечується велике переставне зусилля КО.

Недоліки регулятора:

- перехідні процеси з даними регуляторами мають коливальний характер, що зв'язано з неузгодженістю зміни частоти обертання через інерційність мас роторів з подаванням палива в камеру згоряння.

Регулятор непрямої дії через властиві йому погані динамічні характеристики не може застосовуватись у системах керування палива в сучасних ГТУ для забезпечення їхньої роботи на основних експлуатаційних режимах. Проте хороші статичні властивості і велике переставне зусилля для переміщення КО дали змогу використати регулятори цієї схеми як однорежимні регулятори або обмежувачі максимальної частоти обертання на деяких сучасних двигунах, і насамперед на авіаційних турбогвинтових двигунах.



5.5. Регулятори частоти обертання непрямої дії з жорстким зворотним зв'язком

Регулятори непрямої дії з ЖЗЗ, яка є стабілізуювальним засобом частоти обертання під час перехідного процесу, використовують для поліпшення динамічних характеристик системи керування.

Регулятори із ЖЗЗ (рис. 5.4) є подальшим розвитком астатичного регулятора непрямої дії.

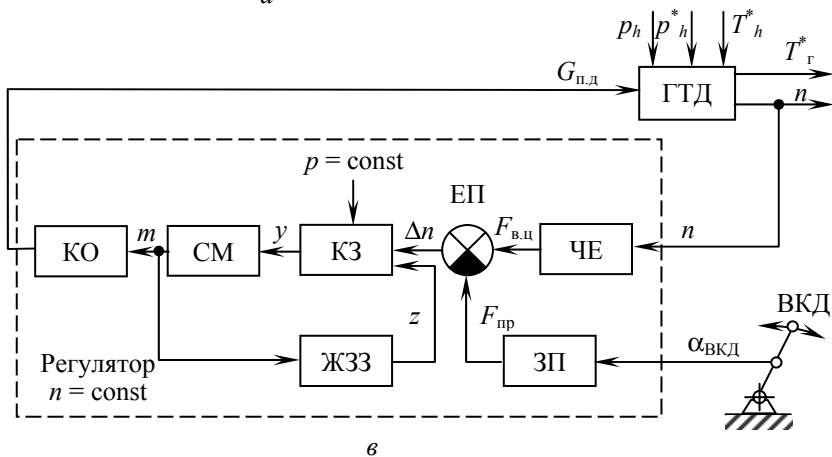
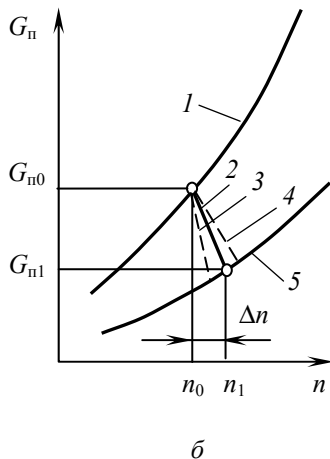
На відхилення режиму роботи двигуна від рівноважного ЧЕ, золотник КЗ та керувальний орган у регуляторах із ЖЗЗ реагує так само, як відповідні елементи астатичного регулятора непрямої дії. Відмінність полягає в тому, що рух поршня сервомеханізму передається не тільки на КО, а й на важіль АС (рис. 5.4, а), що призводить до його повороту навколо точки А.

У результаті цього відбувається також переміщення золотника КЗ у протилежний бік початкового руху, тобто наближення його до нейтрального положення. Внаслідок чого процес керування швидше завершується.

На функціональній схемі регулятора (рис. 5.4, в) видно, що ланка зворотного зв'язку охоплює КЗ і сервомеханізм. Вихідний сигнал сервомеханізму перетворюється на зворотний зв'язок й у вигляді координати z подається знову на вхід у КЗ, де підсумовується із сигналом неузгодженість Δl .

Підбираючи співвідношення плечей важеля зворотного зв'язку АС, можна забезпечити таке переміщення золотника, за якого час відкриття вікон зменшується, а перекриття золотника та припинення руху КО на збільшення подачі палива виникне раніше набирання двигуном нового значення частоти обертання. Завдяки цьому перерегулювання та коливання частоти обертання значно зменшаться.

Уведення ЖЗЗ у регулятор поліпшує динамічні характеристики регулятора, але погіршує його статичні властивості. Для з'ясування цього факту необхідно порівняти розміщення деталей регулятора для одного й того самого зафіксованого положення ВКД за двох

[illegible]

62

Коли завершується процес керування, зумовлений зміною зовнішніх умов, золотник КЗ займає нейтральне положення, перекриваючи своїми поясками обидва канали підведення робочого тіла до сервомеханізму.

Отже, на рівноважних режимах при одному й тому ж фіксованому положенні ВКД за різноманітних зовнішніх умов точка B важеля AC займатиме одне й те саме положення. Зі збільшенням температури зовнішнього повітря T_h^* для зменшення подавання палива поршень сервомеханізму повинен опуститися, при цьому точка C опуститься до положення C' .

Таке переміщення сервомеханізму з дозувальною голкою, важеля і штока виконавчого зв'язку може відбуватися лише за збільшення частоти обертання ротора двигуна та появи надлишкової відцентрової сили, яка стискає пружину налагодження регулятора.

Таким чином, за незмінного налагодження регулятора з ЖЗЗ збільшення температури навколишнього повітря і зв'язане з цим зменшення споживчого моменту для приводу компресора призводить до збільшення частоти обертання. Очевидно, що зниження температури повітря призводить до зменшення частоти обертання, тобто в обох випадках матиме місце поява статичної похибки. Аналогічні процеси відбуватимуться за зміни тиску p_h^* зовнішнього повітря. Ця обставина підтверджується витратними характеристиками (рис. 5.4, б). Лінії 1 та 5 показують потрібну витрату палива для різноманітних зовнішніх умов, лінія 3 — витрату палива, яка підтримується регулятором за зміни зовнішніх умов, $\Delta n = n_1 - n_0$ — статистична похибка керування. Як випливає з рисунка, якщо змінювати співвідношення плечей a і b важеля AC , то це відобразиться на статичній та на динамічній характеристиках.

Переваги регулятора:

- регулятор частоти обертання із ЖЗЗ забезпечує хороші динамічні властивості системи керування, тобто дає можливість отримати аперіодичний чи близький до нього перехідний процес керування;

- регулятор може використовуватись на двигунах з великими витратами палива.

Недоліки регулятора:

- регулятор частоти обертання із ЖЗЗ за принципом дії має статичну похибку, що обмежує область його використання.

Як правило, регулятори частоти обертання із ЖЗЗ використовують у САК ГТД (ГТУ), що працюють в умовах з малим діапазоном зміни температури і тиску зовнішнього повітря. Іноді регулятори такого типу обладнуються додатковими пристроями — коректорами статичної похибки.

Ефективнішим способом усунення статичної похибки та отримання хороших динамічних властивостей керування є використання в регуляторах принципово іншого типу зворотного зв'язку, що дістав назву гнучкого або ізодромного зворотного зв'язку.



5.6. Регулятор частоти обертання непрямої дії з ізодромним зворотним зв'язком

Гнучким або ізодромним зворотним зв'язком називають такий зворотний зв'язок, який, діючи на початку перехідного процесу як ЖЗЗ, у міру наближення керованого параметра до заданого значення, поступово зменшує свою дію на систему керування.

Ізодромний регулятор частоти обертання, принципова схема якого показана на рис. 5.5, поєднує в собі переваги астатичного регулятора без зворотного зв'язку та регулятора з ЖЗЗ, а саме: відсутність статичної похибки керування і хороші динамічні характеристики при вдало вибраних параметрах регулятора.

На рис. 5.5 видно, що в ізодромному регуляторі між поршнем сервомеханізму 5 і золотником 6 немає жорсткого механічного зв'язку. У цьому регуляторі поршень сервомеханізму з'єднаний з важелем АС через спеціальний пристрій, що має назву ізодром. У даній схемі ізодром складається з поршня 2, з'єданого з важелем АС, циліндра 4, з'єданого з поршнем сервомеханізму та пружини ізодрома 1, яка працює як на стиснення, так і на розтягнення.

Циліндр ізодрома заповнений в'язкою рідиною (наприклад, мастилом), його порожнина по обидва боки поршня 2 з'єднані між собою каналом, у якому розташований жиклер 3.

Як було зазначено, на початку процесу керування ізодромний регулятор працює як регулятор із ЖЗЗ. При відхиленні двигуна від рівноважного режиму, наприклад, у бік збільшення частоти обертання, золотник 6 переміститься вгору і відкриє доступ робочої рідини у верхню порожнину циліндра сервомеханізму. Поршень сервомеханізму почне переміщуватися вниз і потягне за собою важіль АС так само, як в регуляторі із ЖЗЗ. При цьому золотник наблизиться до нейтрального положення.

Однак під час руху точки С важеля АС вниз розтягнеться пружина 1, при цьому на поршні 2 виникне перепад тиску. Під дією цього перепаду рідина через жиклер 3 перетікатиме з верхньої порожнини циліндра в нижню.

Розтягнута пружина 1, стискаючись, трохи підійме важіль і золотник, в результаті чого поршень сервомеханізму і ДГ перемістяться ще трохи вниз.

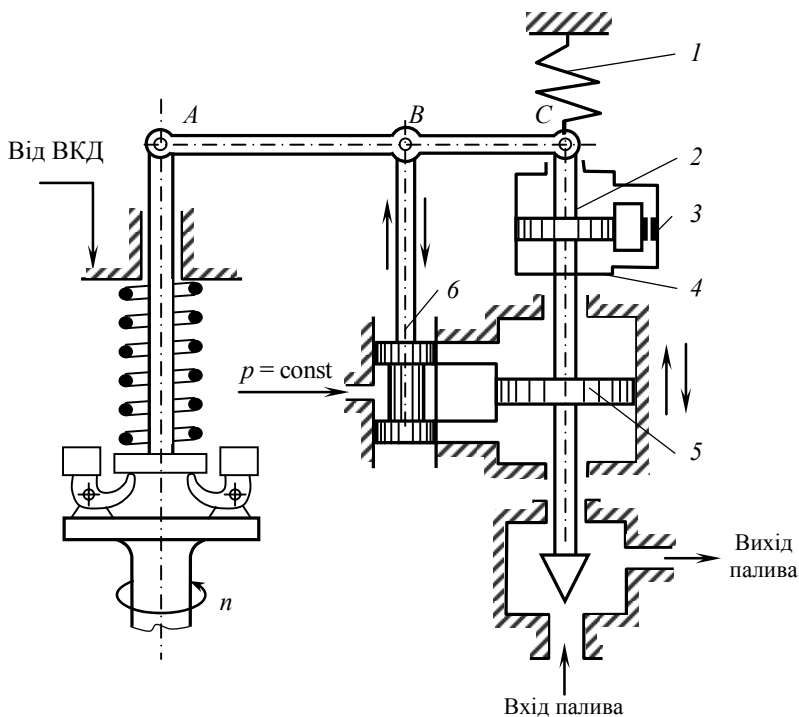


Рис. 5.5. Принципова схема регулятора частоти обертання непрямої дії із ІЗЗ:

1 — пружина ізодрома; 2 — поршень; 3 — жиклер;
4 — циліндр; 5 — сервомеханізм; 6 — керувальний золотник

Поршень сервомеханізму та з'єднана з ним дозувальна голка в процесі керування при зміні навантаження спочатку більшу частину свого шляху проходить швидко, а при наближенні до рівноважного режиму їх рух уповільнюється. Отже, і двигун буде поступово наближатись до рівноважного режиму роботи.

Після закінчення перехідного процесу і відновлення рівноважної частоти обертання ротора двигуна поршень сервомеханізму і ДГ займають нове положення, зміниться положення поршня 2 відносно циліндра 4, але золотник 6 та пружина ізодрома 1 займуть нейтральне положення, що підтримує попередню частоту обертання при новій витраті палива. Таким чином, по завершенні процесу керування статична похибка буде повністю знята. Динамічна характеристика ізодромного регулятора визначається опором жиклера 3 і жорсткістю пружини 1.

Якщо зменшити прохідний отвір жиклера 3 або знизити жорсткість пружини 1, то ізодромний регулятор наблизиться за своїми характеристиками до статичного, а час, необхідний для зняття статичної похибки керування, збільшиться.

При зменшенні опору жиклера 3 і збільшенні жорсткості пружини 1 регулятор за своїми властивостями наблизиться до астатичного.

Переваги регулятора:

- ізодромний регулятор забезпечує задовільні статичні й динамічні характеристики САК частотою обертання, які відповідають вимогам, що висуваються, і використовується на ГТУ (ГТД), які експлуатуються в широкому діапазоні змін зовнішніх умов.

Недоліки регулятора:

- суттєве погіршення характеристик перехідного процесу системи керування при значних відхиленнях зовнішніх умов роботи двигуна від розрахункових;

- відносна конструктивна складність регуляторів частоти обертання з ІЗЗ та їх недостатня експлуатаційна надійність у зв'язку з використанням прецизійних пар з дуже малими радіальними зазорами, а також з можливістю забруднення малих отворів, і, зокрема, жиклера ізодрома 3.

Цей тип регуляторів широко використовується на ряді стаціонарних і транспортних ГТУ і ГТД, призначених для експлуатації в широкому діапазоні зовнішніх умов.

Поряд із розглянутими типами регуляторів частоти обертання на сучасних ГТД та ГТУ використовують також регулятори, які мають хороші статичні й динамічні характеристики, але які не містять у своїй конструкції золотникових пар. При цьому разом з гідравлічними регуляторами почали широко використовувати електричні й електронні регулятори частоти обертання, що мають ряд переваг та здатні поліпшити експлуатаційні характеристики САК частоти обертання роторів ГТУ (ГТД).



5.7. Особливості системи автоматичного керування із частотою обертання стаціонарних газотурбінних установок, що працюють на газоподібному паливі

На стаціонарних ГТУ більшість агрегатів САК устатковують не на корпусі двигуна, а в спеціальній агрегатній шафі й частково на місцевому щиті керування [3].

Як ЧЕ в САК частотою обертання стаціонарних ГТУ часто використовується відцентровий масляний насос — імперер, що устатковується на валу ротора, частота обертання якого використову-

ється як керований параметр. До завдання імпелера входить створення керовального сигналу у вигляді напору масла, що подається на вхід у регулятор частоти обертання ротора. При цьому напор масла за імпелером залежить від частоти обертання вала, на якому він установлений. З цією метою масло до імпелера подається з масляної системи двигуна з постійним тиском.

Сервомеханізм регулювального клапана, що виконує функцію регулювального органа в системі керування, може використовуватись у вигляді мембрано-пневматичного підсилювача сигналу, що надходить від регулятора частоти обертання. У цьому випадку для передавання керовального сигналу (імпульсу) від регулятора частоти обертання до регулювального клапана використовується пневматичний зв'язок. Регулювальний орган САК частоти обертання зазвичай виконують у вигляді регулювального клапана або голки дозатора газу (рис. 5.6).

У розглянутій системі частоти обертання як робоче тіло використовують повітря, що надходить із цехового повітряного колектора. Для цього повітря в колектор відбирається від працюючих ГТУ. Тиск повітря в колекторі підтримується приблизно 0,4 МПа. За не працюючих ГТУ для початкового заповнення колектора використовується поршневий компресор з електроприводом. Далі після запуску хоча б однієї ГТУ компресор відключається.

На рис. 5.6 зображені дві повітряні лінії: лінія сталого тиску повітря $p_{\text{пов. const}}$ (найчастіше $p_{\text{пов}} = 0,14$ МПа) і керовальна проточна лінія з тиском повітря $p_{\text{пр}}$. Проточна лінія зв'язує між собою регулятор частоти обертання і регулювальний клапан. Тиск у проточній лінії $p_{\text{пр}}$ визначається площею прохідного перетину між втулкою 2 і золотником 3, розмір якої залежить від їх взаємного положення одне відносно одного. Величина відкриття регулювального клапана, а отже, й кількість паливного газу, що надходить у камеру згоряння, залежить від тиску повітря, який створюється в проточній лінії.

Спочатку тиск у проточній лінії, а отже, необхідна частота обертання ГТУ, задається оператором за допомогою задавального пристрою ЗП перестановкою втулки 2. Далі підтримка заданого тиску $p_{\text{пр}}$ у проточній лінії, а відповідно й заданої частоти обертання, відбувається автоматично.

У разі зниження частоти обертання ГТУ, викликане зміною зовнішніх умов або завантаження на силову турбіну, знизиться тиск масла за імпелером, а відповідно й перед поршнем б регулятора. Порушення рівності зусиль на поршні, зв'язаних з наявністю $p_{\text{м.і}}$, і зусилля від пружини 5, викличе переміщення поршня б і золотника 3, жорстко з'єднаних між собою за допомогою штока 4.

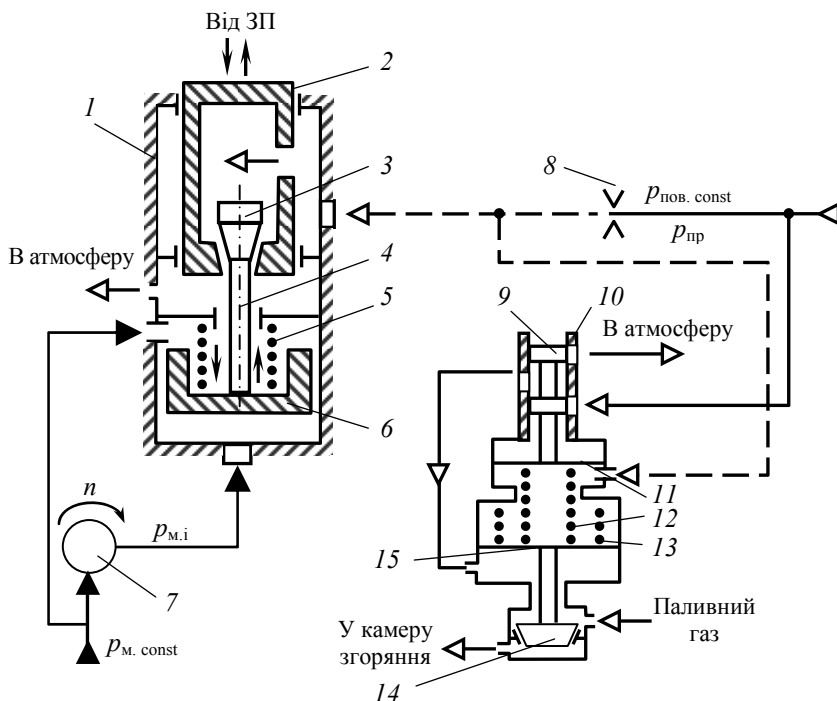


Рис. 5.6. Система автоматичного керування

частотою обертання газотурбінної установки ГТК-10-4:

- 1 — корпус регулятора; 2 — втулка; 3 — золотник; 4 — шток; 5 — пружина;
 6 — поршень; 7 — імпелер; 8 — жиклер; 9 — керувальний золотник;
 10 — втулка; 11 — мембрана золотника; 12 — пружина золотника;
 13 — пружина клапана; 14 — регулювальний клапан; 15 — мембрана
 СМ регулювального клапана; $p_{м.і}$ — тиск масла за імпелером;
 $p_{пов}$ — тиск повітря в лінії сталого тиску; $p_{пр}$ — тиск повітря
 в проточній лінії; — — — лінія сталого тиску повітря;
 - - - - - проточна лінія

Як показано на рисунку, в разі зменшення частоти обертання золотник 3 опускатиметься вниз відносно втулки 2, що спричинить збільшення тиску повітря в проточній лінії. Своєю чергою збільшення тиску в проточній лінії викличе переміщення керувального золотника 9 униз відносно втулки 10, у результаті чого повітря з лінії постійного тиску $p_{пов}$ надійде під мембрану 15 СМ регулювального клапана. Коли зусилля на мембрану від тиску $p_{пов}$ буде більше зусилля з боку пружини 13, відбудеться перестановка регулювального клапана 14 у верхнє положення на збільшення подавання паливного газу. У результаті подавання паливного газу в ка-

меру згоряння збільшиться й, відповідно, відбудеться збільшення частоти обертання двигуна до вихідного значення. У разі збільшення частоти обертання ротора відносно заданого значення, процес керування проходитиме аналогічно, але у зворотному порядку.

У наведеній схемі регулятора пружина 12, установлена між мембраною керувального золотника 9 і мембраною 15 сервомеханізму регулювального клапана, виконує роль ізодромного зворотного зв'язку й запобігає закиданню частоти обертання ротора на перехідних режимах, намагаючись установити керувальний золотник 9 у нейтральне положення. Жиклер 8 запобігає коливанню тиску повітря в лінії постійного тиску при зміні витрати повітря через проточну лінію.

Зміна частоти обертання з метою змінювання режиму роботи ГТУ досягається перестановкою відповідно вниз або вгору втулки 2 щодо золотника 3 за допомогою пристрою ЗП. Так, наприклад, для переведення ГТУ на більш високий режим роботи втулку 2 необхідно перемістити у верхнє положення, що приведе до збільшення тиску в проточній лінії, а отже, збільшення відкриття регулювального клапана. У результаті чого відбудеться збільшення частоти обертання ротора ГТУ до нового значення, відповідно до заданого режиму роботи.



Література: [2]; [3].



Запитання і завдання для самоперевірки

1. Які вимоги висувають до системи керування частотою обертання роторів ГТУ?

2. Які показники характеризують якість керування частотою обертання?

3. Назвіть принципи управління, які використовують у САК частотою обертання ГТУ.

4. Назвіть елементи, що входять до складу регулятора частоти обертання, і їх призначення.

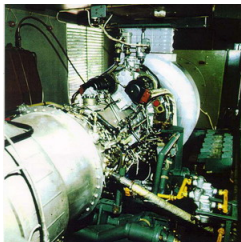
5. Порівняйте статистичні й динамічні характеристики САК частотою обертання з регуляторами прямої й непрямої дії найпростішої схеми.

6. Проведіть порівняльний аналіз статичних і динамічних характеристик регуляторів непрямої дії з ЖЗЗ та регуляторів непрямої дії з ІЗЗ.

7. Який вплив на динамічну й статичну характеристики регулятора непрямої дії спричинює введення в нього ЖЗЗ?

8. Який вплив на динамічну й статистичну характеристики регулятора непрямої дії спричинює введення в нього ІЗЗ?

9. Назвіть особливості САК частотою обертання ГТУ, що працюють на газоподібному паливі.



6. РЕГУЛЯТОР ПОСТІЙНОГО ПОДАВАННЯ ПАЛИВА $G_p = \text{const}$



6.1. Призначення регуляторів постійного подавання палива

Розглянуті вище відцентрові регулятори $n = \text{const}$ не можуть бути використані для підтримування заданого значення частоти обертання в усьому діапазоні режимів роботи ГТУ від $n_{\text{м.г}}$ до n_{max} . Це пояснюється тим, що зі зменшенням частоти обертання значно знижується ефективність чутливого елемента відцентрового регулятора, зв'язана зі зменшенням відцентрових сил. Параметри регулятора, у тому числі й параметри чутливих елементів, підбираються за умови забезпечення хороших динамічних властивостей на максимальному режимі роботи двигуна, як найбільш відповідальному.

Для використовуваних у наш час на ГТУ регуляторів з чутливими елементами відцентрового маятникового типу найменшою частотою обертання, за якої регулятор може забезпечити хорошу якість керування, є $n = (0,7 \dots 0,8)n_{\text{max}}$. Частота обертання, за якої регулятор $n = \text{const}$ вступає в роботу, називається частотою обертання автоматичного керування і позначається — $n_{\text{п.а.к}}$. Діапазон частоти обертання від $n_{\text{п.а.к}}$ до n_{max} називається діапазоном автоматичного керування.

Керування подаванням палива в двигун при $n < n_{\text{п.а.к}}$ у системах керування ГТД, що працюють на рідинному паливі, здійснюється регулятором постійного подавання палива $G_p = \text{const}$. У цьому разі регулятор постійного подавання палива застосовується в системах керування як стабілізувальний засіб, який покращує динамічні якості системи керування. Цей факт пояснюється тим, що при використанні в САК поряд з регулятором $n = \text{const}$ регулятора постійного подавання палива, незалежного від частоти обертання, двигун стає стійким і при частотах обертання, менших $n_{\text{п.а.к}}$. При цьому слід відзначити, що в цьому разі задана частота обертання підтримуватиметься системою керування тільки за постійних зовнішніх умов.

Для підтримування заданого режиму роботи за зміни зовнішніх умов буде необхідно відповідне перевлаштування ЗП на збільшення або на зменшення подавання палива. У зв'язку з цим, діапазон частоти обертання від $n_{м.г}$ до n_{max} називають діапазоном ручного керування. Призначення регулятора $G_n = \text{const}$ та діапазон його роботи можна визначити на основі аналізу характеристик потрібного та наявного подавання палива (див. рис. 4.2), побудованих для ГТД з приводною паливною помпою. Як видно з рисунка при вмиканні в САК регулятора $G_n = \text{const}$ характеристики наявних подавань палива матимуть вигляд паралельних прямих для різних положень ЗП.

Подавання палива до робочих форсунок двигуна через дросельний кран, установлений у системах з регулятором $G_n = \text{const}$, визначається так:

$$G_n = \mu_{дк} F_{дк} \sqrt{2\rho_n \Delta p_{дк}}, \quad (6.1)$$

де $\mu_{дк}$, $F_{дк}$ — постійний коефіцієнт витрати палива та площа проходного перетину дросельного крана відповідно; ρ_n — густина палива; $\Delta p_{дк} = p_n - p_\phi$ — граничний тиск на дросельному крані, де p_n — тиск палива в магістралі з помпою; p_ϕ — тиск палива перед форсунками.

Добре видно, що утримання у будь-який спосіб постійного $\Delta p_{дк}$ на дросельному крані за незмінного положення крана ($F_{дк} = \text{const}$) забезпечує підтримання незмінного подавання палива в двигун. Якщо підтримувати $\Delta p_{дк} = \text{const}$, то зміна подавання палива визначатиметься тільки положенням крана. Цей тип регулятора належить до регуляторів постійного перепаду тисків на дросельному крані.

Витрату палива через магістраль та форсунки можна знайти за виразом

$$G_n = \mu_m F_\phi \sqrt{2\rho_n \Delta p_n},$$

де μ_m — коефіцієнт витрат ділянки магістралі від помпи до форсунок включно; $\Delta p_n = p_n - p_{к.з}$ — перепад тисків на паливній магістралі, де $p_{к.з}$ — тиск у камері згоряння.

Оскільки тиск $p_{к.з}$ значно нижчий за тиск p_n , то можна з певним наближенням записати:

$$G_n = \mu_m F_\phi \sqrt{2\rho_n p_n}. \quad (6.2)$$

З рівняння видно, що в такому разі для забезпечення постійних витрат палива достатньо забезпечити постійний тиск p_n у магістралях перед дросельним краном. Таким чином, регулятор $G_n = \text{const}$ може бути виконано за типом регулятора постійного тиску палива перед дросельним краном.



6.2. Принципова схема та робота регуляторів постійного подавання палива

Принципова схема найпростіших регуляторів постійного перепаду тиску та постійного тиску палива, що входять у систему живлення з шестерінчастою помпою, вказані на рис. 6.1, *а*, *б*.

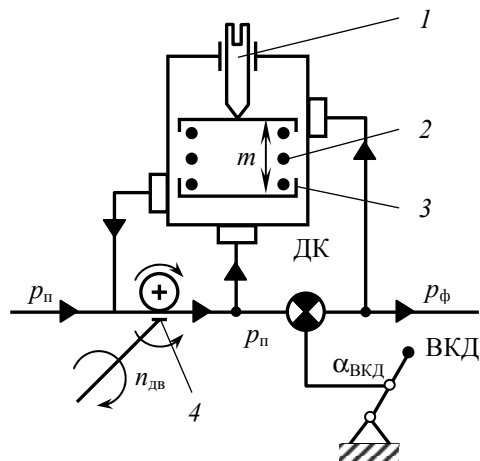
Обидва регулятори за своєю схемою є регуляторами прямої дії. Клапан 3 кожного з них одночасно виконує функції керувального органа (клапана перепускання палива) та чутливого елементу. В одному випадку (рис. 6.1, *а*) клапан 3 перебуває під дією перепаду тиску $\Delta p_{\text{ДК}} = p_{\text{п}} - p_{\text{ф}}$, а в іншому (рис. 6.1, *б*) — під дією тиску $p_{\text{п}}$. Підтримуючи задані постійні значення перепаду тиску або тиску палива, ці регулятори тим самим при незмінному положенні ДК забезпечують підтримання постійного подавання палива, а при переміщенні крана на другий режим роботи двигуна виконують відповідну зміну $G_{\text{п}}$.

Розглянуті регулятори, як і всі регулятори прямої дії, є статичними. Як видно з рис. 6.1, *б*, при фіксованому положенні ЗП і збільшенні n , викликаного зміною зовнішніх умов, відкриття клапана 3 відбудеться в момент, коли зусилля від тиску $p_{\text{п}}$ в магістралі буде більшим від зусилля тиску пружини 2. З цього моменту регулятор почне підтримувати постійний тиск $p_{\text{п}}$, а відповідно й постійну витрату палива. З подальшим збільшенням частоти обертання піднімання клапана та зтяжка пружини збільшуватимуться. Унаслідок цього дещо підвищиться $p_{\text{п}}$ і, відповідно, статична похибка. Появу статичної похибки можна легко пояснити, аналізуючи рис. 6.2, *а*.

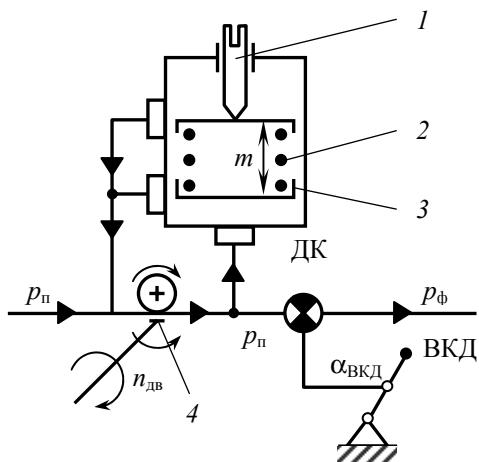
Величина статичної похибки для регуляторів $G_{\text{п}} = \text{const}$ розглянутих схем буде тим вища, чим більше переміщення перепускного клапана та чим більша жорсткість пружини. Крім цього, з рис. 6.2, *а* видно — чим більший діапазон змін зовнішніх умов, тим більша статична похибка регулятора при фіксованому положенні ЗП.

Головним недоліком регуляторів $G_{\text{п}} = \text{const}$ постійного тиску є великий перепад тиску на ДК під час роботи двигуна на малих режимах, що потребує малих прохідних перетинів, а, відповідно, дуже точного профілювання елементів ДК. Цього недоліку немає в регуляторах постійного перепаду тиску на ДК.

Для сучасного ГТД тиск у паливній магістралі може сягати до 5 МПа, тоді як перепад тиску на ДК перебуває в межах 0,5...0,8 МПа. В обох регуляторах налаштування величини $p_{\text{п}}$ або $\Delta p_{\text{ДК}}$ здійснюється за допомогою регулювального гвинта 1.



a



б

Рис. 6.1. Принципова схема регуляторів постійного подавання палива прямої дії:

- 1 — гвинт регулювальний; 2 — пружина;
3 — клапан перепускний;
4 — помпа шестерінчаста; *a* — регулятор постійного подавання палива типу $\Delta p_{ДК} = \text{const}$;
б — регулятор постійного подавання палива типу $p_n = \text{const}$; m — координата клапана перепускання

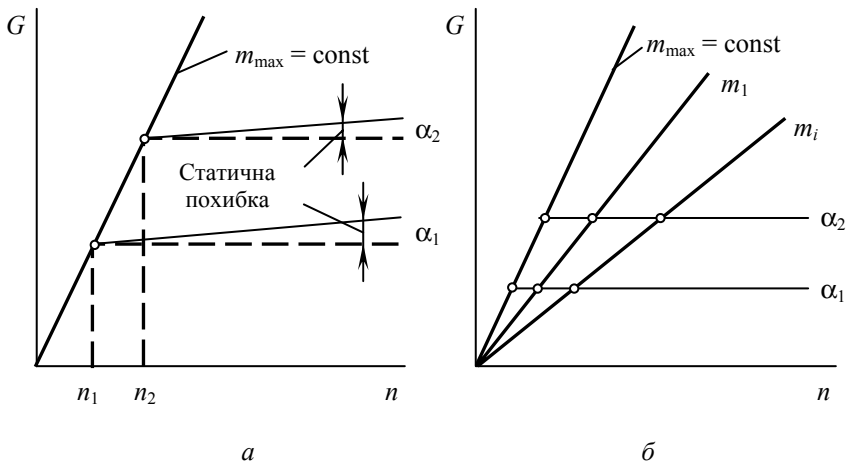


Рис. 6.2. Характеристики наявних витрат палива для двох положень ЗП, забезпечуваних регуляторами $G_n = \text{const}$: а — статичними, б — астатичними; α — координата ЗП; m — координати клапана перепускання

У тих випадках, коли зусилля ЧЕ недостатньо для переміщення КО, наприклад, похилої шайби в плунжерній паливній pompі, у системах керування використовують регулятори $G_n = \text{const}$ непрямої дії (рис. 6.3).

Головним завданням зазначеного регулятора є підтримання постійного заданого перепаду тисків палива на дросельному крані при роботі двигуна на режимах $n < n_{\text{п.а.к}}$. Як видно з рис. 6.3 перепад тиску на дросельному крані $\Delta p_{\text{ДК}}$ вимірюється золотником 3, який являє собою чутливий елемент регулятора. Крім цього, золотник 3 виконує функцію керувального пристрою, керуючи підведенням енергії в порожнину сервомеханізму у вигляді зміни тиску палива p_n .

При цьому перепад тисків на ДК буде рівний зусиллю зтяжки пружини 2. У разі зменшення або збільшення перепаду тиску на ДК золотник 3 почне змінювати своє положення, що призведе до порушення рівноваги сил, які діють на поршень 4 сервомеханізму, в результаті чого поршень 4 почне переміщуватись, змінюючи кут β похилої шайби 7 плунжерного насоса. Причиною збільшення або зменшення перепаду тисків на ДК може бути зменшення частоти обертання ротора двигуна, викликане зміною зовнішніх умов, або переналаштування ДК на інший режим роботи. Незалежно від причини, яка викликала зміну перепаду тисків, поршень 4 сервомеханізму переміщуватиме похилу шайбу плунжерного насоса так, щоб відновити заданий перепад на ДК.

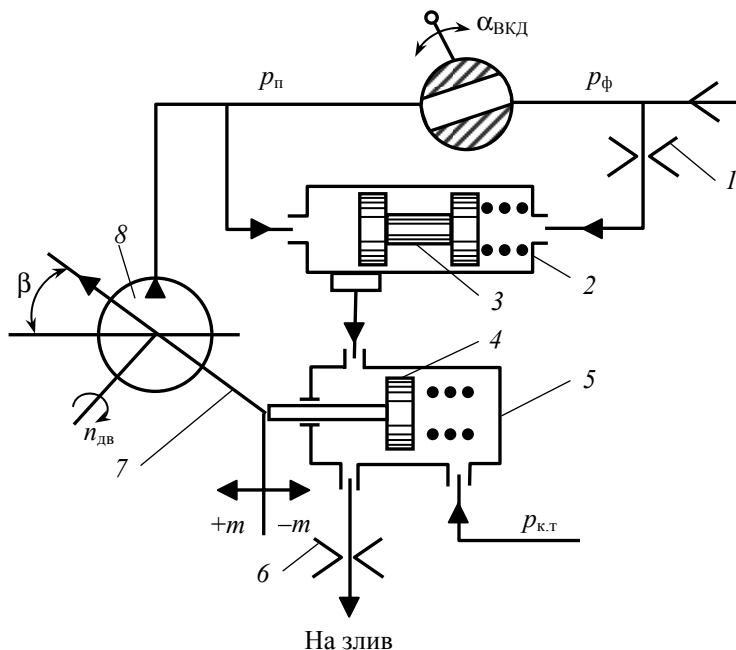


Рис. 6.3. Принципова схема регулятора постійного подавання палива непрямої дії:
 1, 6 — жиклер; 2, 5 — пружина; 3 — золотник;
 4 — поршень сервомеханізму; 7 — похила шайба;
 8 — плунжерна помпа;
 $p_п$ — тиск палива після помпи;
 $p_{к.т}$ — керувальний тиск;
 β — кут установки похилої шайби;
 m — координата похилої шайби

У регуляторах постійного подавання палива непрямої дії статична похибка керування досить мала.

Такі регулятори належать до астатичних регуляторів (див. рис. 6.2, б). Так, у разі перепаду тисків палива на ДК, що дорівнює 1,0...1,5 МПа статична похибка подавання палива перебуватиме в межах 0,3...0,05 МПа.

Поява статичної похибки в регуляторах $G_п = \text{const}$ непрямої дії пов'язана зі зміною натяжки пружини 2, яка, у свою чергу, залежить від положення керувального золотника 3.



6.3. Особливості керування подаванням палива в газотурбінні установки, що працюють на газоподібному паливі

Для ГТУ компресорних станцій, що працюють на газоподібному паливі, паливний газ подається від станційного колектора. У паливному колекторі, куди газ надходить з магістрального газопроводу, станційними пристроями в блоці підготовки паливного газу підтримується постійний тиск. Залежно від типу ГТУ та її потужності тиск газоподібного палива може дорівнювати 1,5 МПа або 2,5 МПа. До пальників камери згоряння паливний газ надходить або від дозатора паливного газу або від регулювального клапана, який входить до складу САК. Кожен із цих агрегатів через перестановку клапана або голки дозатора газу забезпечує дозування паливного газу відповідно до заданого режиму роботи ГТУ.

У зв'язку з тим, що паливний газ до дозатора газу або регулювального клапана надходить з постійним тиском, то при кожному фіксованому положенні клапана, або голки дозатора вони виконуватимуть функцію регулятора $G_{п.п} = \text{const}$, що працює за принципом постійного тиску палива (6.2). Особливості керування подаванням газоподібного палива в ГТУ можна відстежити, аналізуючи характеристики наявного та потрібного подавань палива (рис. 6.4), побудованих для двох температур навколишнього повітря $G_{п.п}^1(T_h^1)$ і $G_{п.п}^2(T_h^2)$, де T_h^1 і T_h^2 — температура навколишнього повітря. Причому $T_h^1 < T_h^2$.

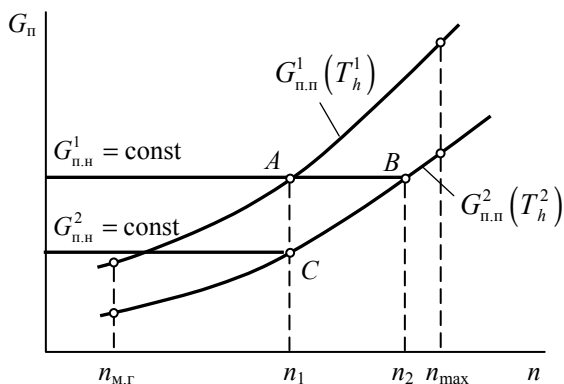


Рис. 6.4. Пояснення керування подаванням паливного газу в камеру згоряння ГТУ

Як видно з рисунка, для отримання частоти обертання n_1 для ГТУ, що працює в умовах з температурою навколишнього повітря T_h^1 , наявне подавання має дорівнювати $G_{п.н}^1 = \text{const}$. При цьому точка A , у якій частота обертання дорівнює n_1 , відповідатиме стійкому рівноважному стану.

Необхідне наявне подавання палива встановлюється за допомогою задавального пристрою і залежить від положення регулювального клапана, що входить у конструкцію керувального органа САК.

При підвищенні температури навколишнього повітря до значення T_h^2 для підтримання заданої рівноважної частоти обертання n_1 наявне подавання палива має бути зменшене до величини $G_{п.н}^2$ та збігатися з потрібним подаванням $G_{п.п}^2$ у точці C . Необхідність зменшення наявного подавання палива викликане тим, що з підвищенням температури зовнішнього повітря густина повітря на вході в компресор падає і, відповідно, зменшується кількість повітря, яке надходить у камеру згоряння.

У результаті за однієї й тієї ж витрати палива збільшується температура газів перед турбіною і, відповідно, момент турбіни. При цьому момент опору компресора у зв'язку зі зниженням кількості прохідного повітря, навпаки, зменшується. Виникає нерівність моментів турбіни та компресора, що супроводжується збільшенням частоти обертання ротора.

Якщо припустити, що в цих умовах наявне подавання палива залишиться незмінним та рівним $G_{п.н}^1$, то, як видно з рис. 6.4, частота обертання ротора збільшиться до значення n_2 .

Для зменшення наявного подавання паливного газу необхідно зменшити прохідний перетин КО (дозатора газу або регулювального клапана), тобто переставити КО на менше подавання палива.

У САК ГТУ ці функції виконує регулятор частоти обертання $n = \text{const}$, що працює за принципом відхилення керованого параметра. При цьому регулятори частоти обертання можуть бути відцентрового типу або гідромеханічними, які працюють спільно з імпером.

Так, у САК ГТУ, що працюють на газоподібному паливі, керування подаванням палива у разі відхилення частоти обертання від заданого значення здійснюється регулятором $n = \text{const}$, який безпосередньо забезпечує необхідне положення КО відповідно до встановленого режиму роботи. Однак у зв'язку з тим, що до КО паливний газ надходить з постійним тиском, то, як впливає з формули

(6.1) при кожному фіксованому положенні КО в камері згоряння забезпечується постійне подавання паливного газу.

Така особливість керування подаванням палива в ГТУ розширює діапазон частоти обертання ротора, у якому ГТУ буде стійка як об'єкт керування. Це досягається тим, що в розглядуваній системі керування у разі відхилення частоти обертання від її значення на сталому режимі, на якому $G_{п.п} = G_{п.н}$, надлишкова витрата палива $\Delta G_{п} = G_{п} - G_{п.н}$, що прагне відновити початковий режим роботи двигуна, буде більшою порівняно з системою, у якій наявне подавання палива залежить від частоти обертання (див. рис. 4.2). При цьому надлишковий момент турбіни також буде більшим і через це час відновлення початкової частоти обертання ротора знижується, тобто зменшується стала часу двигуна T_d , що істотно поліпшує динамічні властивості ГТУ як об'єкта керування.



Література: [2]; [4].



Запитання і завдання для самоперевірки

1. Поясніть причину зниження ефективності відцентрових регуляторів частоти обертання на понижених режимах роботи двигуна.
2. З використанням характеристик потрібних та наявних подавань палива поясніть необхідність вмикання в САК ГТД регуляторів постійного подавання палива.
3. Проведіть аналіз керування витрати палива через дросельний кран.
4. Охарактеризуйте склад і принцип роботи регулятора $G_n = \text{const}$ постійного перепаду тиску на дросельному крані.
5. Поясніть склад і принцип роботи регулятора $G_n = \text{const}$ постійного тиску палива в магістралі.
6. Поясніть статичні властивості регулятора $G_n = \text{const}$ прямої дії.
7. Принцип роботи регулятора $G_n = \text{const}$ непрямої дії та його статичні властивості.
8. Поясніть власну стійкість ГТУ, що працює на газоподібному паливі, з використанням характеристик потрібних та наявних подавань палива при різних температурах навколишнього повітря.
9. Поясніть особливості керування подаванням палива ГТУ, які працюють на газоподібному паливі.



7. АВТОМАТИЧНІ ОБМЕЖУВАЧІ ГРАНИЧНИХ ЗНАЧЕНЬ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК



7.1. Обмежувальні параметри та особливості підключення обмежувачів до системи керування

Особливістю сучасних і перспективних ГТУ (ГТД) є велике значення їхніх термодинамічних параметрів: температури газів перед турбіною T_g^* , ступеня підвищення тиску повітря в компресорі π_k^* , тиску повітря за компресором p_k тощо.

Для попередження можливості перевищення граничних умов міцності або газодинамічної стійкості значень некерованих параметрів робочого процесу, що зумовлена зміною зовнішніх умов або режиму роботи, в САК ГТУ поряд з основними регуляторами передбачаються автоматичні обмежувачі, які підвищують надійність роботи двигуна й рівень безпеки. До таких обмежувачів висуваються досить жорсткі вимоги щодо забезпечення високої швидкості дії, надійності роботи й збереження у процесі експлуатації стабільних характеристик. Для виконання вказаних вимог обмежувачі повинні мати просте схематичне вирішення і просте конструктивне виконання.

Обмежувальними параметрами двигуна називаються такі параметри його робочого процесу, які за зміни зовнішніх умов можуть набувати значень, небезпечних або з погляду міцності основних деталей двигуна, або з погляду стійкості роботи певних вузлів двигуна і за якими у зв'язку з цим в САК передбачено обмеження подавання палива.

В існуючих ГТУ (ГТД) як обмежувальні параметри A_i зазвичай беруть: температуру газів перед турбіною T_g^* або за турбіною T_t^* , тиск повітря за компресором p_k , граничнодопустиму частоту обертання ротора $n_{пр}$, фізичну частоту обертання роторів двигуна, максимальне подавання палива $G_{п\max}$, мінімальне подавання палива $G_{п\min}$.

Автоматичні системи обмеження некерованих параметрів ГТУ можуть бути виконані у вигляді граничних регуляторів обмежувальних параметрів або у вигляді коректорів налаштування основних автоматичних регуляторів.

Обмежувач, виконаний як граничний регулятор, може підключатися послідовно або паралельно з основними автоматичними пристроями ГТУ (рис. 7.1).

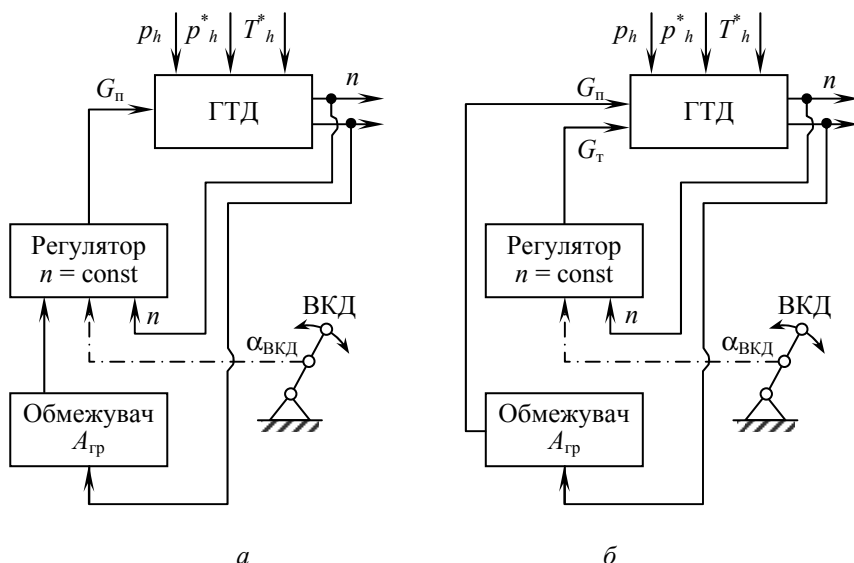


Рис. 7.1. Схемне підключення обмежувачів параметрів:
 a — послідовне; $б$ — паралельне; $A_{гр}$ — граничне значення параметра

При послідовному підключенні обмежувача (рис. 7.1, a) з основним регулятором ГТУ він впливає на режим роботи двигуна через переналаштування регулятора. У цьому разі зі вступом у роботу обмежувача основний регулятор залишається увімкненим, що дає можливість використовувати обмежувач простішої конструкції. При паралельному підключенні обмежувача (рис. 7.1, $б$) має бути передбачено блокування, яке забезпечує зі вступом у роботу обмежувача автоматичне відімкнення регулятора.

Крім того, у цьому разі повинні бути забезпечені хороші динамічні характеристики системи, що складаються з ГТУ і обмежувача. Для цього структурна схема обмежувача має бути досить досконалою.

Автоматичні системи обмеження некерованих параметрів виконуються незамкненими, замкненими і комбінованими (рис. 7.2).

У незамкнених системах керувальний сигнал формується як функція лише зовнішніх збурень $F_i(t)$, що спричиняють вплив на значення будь-якого обмежуваного параметра A_i .

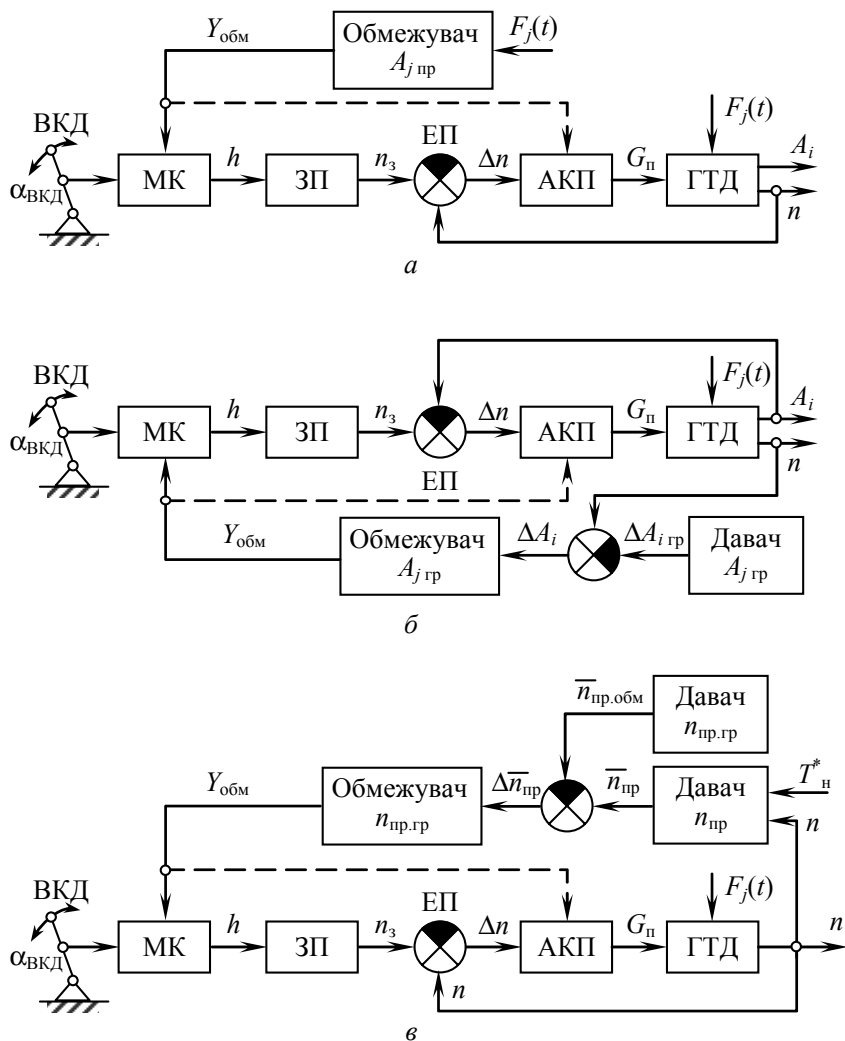


Рис. 7.2. Узагальнені функціональні схеми незамкненої (*a*), замкненої (*б*) і комбінованої (*в*) автоматичних систем обмежування некерованих параметрів: АКП — автоматичний керувальний пристрій; МК — механізм керування

При зміні зовнішніх збурень до рівня, за якого обмежуваний параметр сягає граничного значення, автоматичний обмежувач діє на один із керувальних факторів, що забезпечує зміну обмежуваного параметра за бажаним законом.

Для спрощення практичної реалізації незамкнених систем зазвичай враховують лише ті збурення, які спричиняють найсильніший вплив на обмежувальний параметр A_i . Узагальнена функціональна схема незамкненої автоматичної системи обмеження некерованих параметрів показана на рис. 7.2, а. Незамкнені системи обмеження конструктивно прості, але в деяких випадках не забезпечують потрібну точність, оскільки не завжди враховують усі фактори, що впливають на значення обмежувального параметра.

У випадках, коли точність обмеження є визначною, використовують замкнені системи обмеження.

Вони мають вимірювальний пристрій, що реагує на додатне відхилення обмежувального параметра від заданого граничного значення $\Delta i = A_i + A_{гр}$, яке подає керувальний сигнал на керування автоматичною системою або безпосередньо на виконавчий пристрій КО системи паливоподавання. Структурну схему замкненої автоматичної системи обмеження показано на рис. 7.2, б.

Якщо обмежувальний параметр є функцією параметра робочого процесу і зовнішніх умов, для його обмеження вживається комбінована автоматична система обмеження (рис. 7.2, в). Так, при обмеженні граничного значення приведеної частоти обертання ротора $n_{пр}$ враховується зміна температури T_h^* і фізичної частоти обертання ротора n .

За вступом у роботу обмежувача реалізується програма обмеження $n_{пр} = f(T_h^*)$. При $n_{пр.об} = \text{const}$ у діапазоні $T_h^* \leq T_{h.об}^*$. Наведена частота обертання сягає граничного значення. Закон керування, що реалізується комбінованою автоматичною системою обмеження, показано на рис. 7.3.

Обмежувачі наведеної частоти обертання роторів $n_{пр}$ запобігають можливості виникнення «верхнього помпажу» компресора. При цьому обмежувачі $n_{пр}$ діють на задаваль-

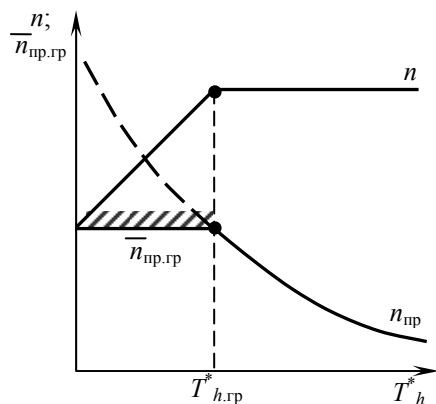


Рис. 7.3. Закон керування, який реалізує обмеження $n_{пр}$

ний пристрій автоматичної системи керування частотою обертання або на виконавчий механізм дозувального органа системи паливоподавання при досягненні температури $T_h^* \leq T_{h.гр}^*$.



7.2. Обмежувач температури газів перед силовою турбіною

Нижче, як приклад, наведені деякі відомості про особливості роботи регулятора температури газів T_r^* типу УРТ-19А-3У, який входить до складу САК двигуна НК-12СТ у систему автоматичного обмежувача температури газів перед вільною турбіною. Принцип роботи регулятора заснований на вимірюванні термо-електро-рушійної сили термопар методом порівняння з еталонним джерелом напруги задавача, посилення різниці сигналу й перетворення його в імпульси прямокутної форми, які управляють електромагнітним клапаном зрізування й клапаном зупинки дозатора газу.

Регулятор УРТ-19А-3У має такі режими роботи: 1 — режим «Контроль І»; 2 — режим «Контроль ІІ»; 3 — режим «Запуск»; 4 — режим «Номінал». Регулятор видає дві виконавчі команди:

- 1) команду часткового зрізування паливного газу;
- 2) команду на зупин двигуна із припиненням подавання паливного газу.

Перемикання регулятора з одного режиму на інший виконується за допомогою тумблерів або безпосередньо автоматикою.

Режим «Контроль І» призначений для перевірки справності термопар і регулятора на непрацюючому двигуні за однакової температури «гарячого спаю» термопар і навколишнього середовища.

Режим «Контроль ІІ» призначений для перевірки функціонування регулятора на працюючому двигуні. При справній роботі регулятора й температури газів перед вільною турбіною більше $420 \pm 15^\circ\text{C}$ видається сигнал на часткове зрізування паливного газу.

При роботі регулятора в режимі «Номінальний» забезпечується обмеження температури газів перед вільною турбіною на режимах роботи двигуна від малого газу до максимального.

Під час роботи в режимі «Запуск» регулятор забезпечує обмеження T_r^* перед вільною турбіною у процесі запуску.

Налаштування регулятора на зупинення двигуна — на режимі «Запуск» при $700 \pm 30^\circ\text{C}$; на режимі «Номінал» при $600 \pm 30^\circ\text{C}$.

Налаштування регулятора на часткове зрізування паливного газу — команда «ЧЗ»: на режимі «Запуск» при $620 \pm 20^\circ\text{C}$; на режимі номінал при $520 \pm 20^\circ\text{C}$. Живлення регулятора здійснюється постійним струмом.



7.3. Обмежувач частоти обертання ротора силової турбіни

Причиною, що може призвести до неприпустимого збільшення частоти обертання ротора силової турбіни двигуна, насамперед є розвантаження відцентрового нагнітача газу, пов'язане зі зменшенням споживання природного газу, що транспортується, а також зміна параметрів зовнішнього середовища. Прикладом обмежувача граничної частоти обертання силової турбіни може служити обмежувач, що входить до складу САК двигуна НК-12СТ, який забезпечує зменшення подавання палива в камеру згоряння через вплив на голку дозатора основного палива.

Цей обмежувач належить до тахометричного типу і складається з таких елементів (рис. 7.4): відцентрового датчика 1, що безпосередньо вимірює частоту обертання ротора силової турбіни; важеля 2 з клапаном 5; штовхача, встановленого між тягарцями відцентрового датчика 1 і важелем 2; пружини настроювання 3; регулювального гвинта 4.

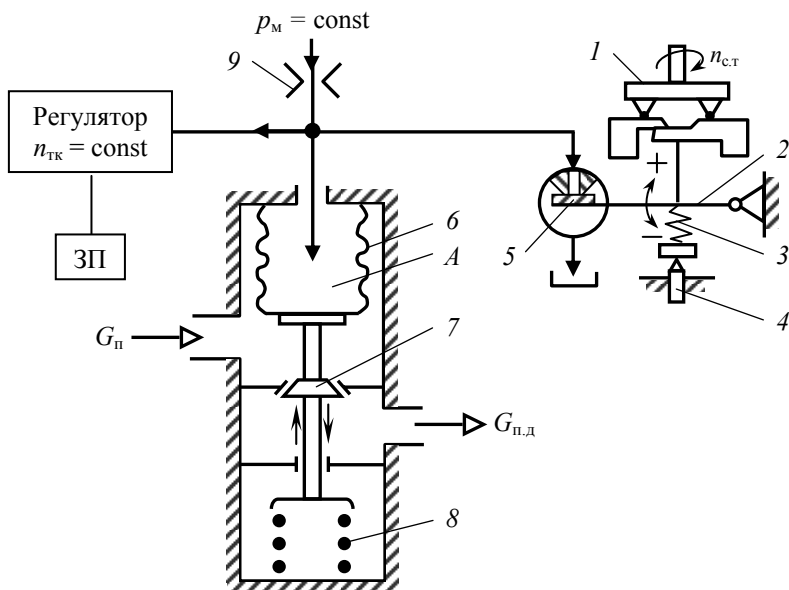


Рис. 7.4. Принципова схема спільної дії
голки дозатора газу та обмежувача $n_{с.т.}$:

1 — відцентровий датчик; 2 — важіль; 3, 8 — пружина;
4 — регулювальний гвинт; 5 — клапан; 6 — сильфон; 7 — голка дозатора

Обмежувач $n_{\text{с.т}}$ при спрацьовуванні через зливний клапан 5 з'єднує порожнину A сильфона 6 з лінією зливу і, таким чином, може зменшувати тиск у цій порожнині, змінюючи положення голки дозатора 7, а отже, і кількість палива, що надходить у камеру згоряння двигуна. У цьому разі сильфон 6 виконує функцію сервомеханізму голки дозатора 7. У порожнину A робоча рідина (масло) подається через жиклер 9 із лінії з постійним тиском $p_m = \text{const}$.

При закритті клапана 5 тиск у порожнині A , а відповідно і положення голки дозатора, визначається відцентровим регулятором $n_{\text{тк}} = \text{const}$. Налаштування обмежувача $n_{\text{с.т}}$ на задану граничну частоту обертання здійснюється зміною затяжки пружини 3 за допомогою регульовального гвинта 4.

Для стабільної роботи обмежувача при зміні температури корпусу дозатора газу між пружиною настроювання 3 і регульованим гвинтом 4 встановлено рідинний термокомпресор, який забезпечує збереження зусилля попереднього налаштування пружини, що компенсує можливу зміну лінійних розмірів корпусу та інших деталей дозатора. На функціональній схемі обмежувача частоти обертання ротора силової турбіни (рис. 7.5) умовно позначені його функціональні елементи: МН — механізм налаштування; ЧЕ — чутливий елемент; ЕП — елемент порівняння; КП — керувальний пристрій; СМ — сервомеханізм; КО — керувальний орган.

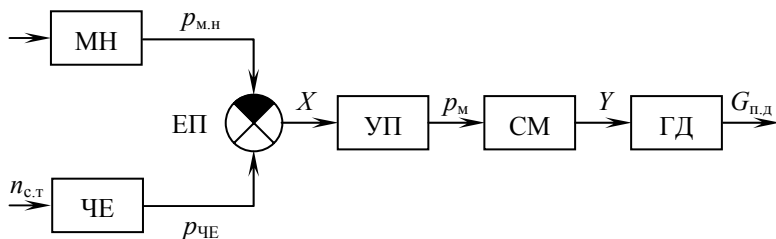


Рис. 7.5. Функціональна схема обмежувача частоти обертання ротора силової турбіни

Ці функціональні елементи утворені конкретними деталями обмежувача, що показані на його принциповій схемі (див. рис. 7.4). Зокрема до складу МН входять пружина 3 і регульовальний гвинт 4, до складу ЧЕ — відцентровий датчик 1 з тягарцями, функцію ЕП виконує важіль 3, а функцію КП — зливний клапан 5, що керує тиском масла в порожнині A сильфона 6, який виконує функцію СМ голки дозатора. Нарешті, функцію КО обмежувача виконує голка дозатора 7.

Обмежувач $n_{с.т}$ у САК двигуна НК-12СТ увімкнено паралельно з основним регулятором $n_{тк} = \text{const}$. При спрацюванні обмежувача основний регулятор виключається з роботи, оскільки дія обмежувача на сільфон 6 виявляється сильнішою, ніж дія регулятора.

На режимі роботи обмежувача, коли частота обертання ротора силової турбіни менша за граничну ($n_{с.т} < n_{гр}$), зусилля, що розвивається тягарцем відцентрованого датчика 1, виявляється меншим за зусилля натягу пружини настроювання 3. Унаслідок цього клапан 5 закритий і перебуває у верхньому положенні. У цьому разі переміщення голки дозатора визначатиметься роботою відцентрового регулятора частоти обертання $n_{тк} = \text{const}$ через керування зливом робочої рідини з порожнини А сільфона 6.

Досягнення граничної частоти обертання ротора силової турбіни ($n_{с.т} = n_{гр}$) призводить до порушення рівноваги сил на важелі 2 обмежувача. При цьому зусилля, що діють з боку тягарців відцентрового датчика 1, стають більшими за зусилля зтяжки пружини 3. Унаслідок чого важіль 2 відхиляється вниз і клапан 5 відкриває злив масла 3 порожнини А сільфона. У результаті тиск у порожнині А зменшується. Це спричинить переміщення голки 7 на зменшення подавання палива.

Частота обертання ротора турбокомпресора знизиться, а через наявність газодинамічного зв'язку між роторами двигуна зменшиться і частота обертання ротора силової турбіни. На даному режимі регулятор частоти обертання $n_{тк} = \text{const}$ із роботи виключається. Тиск у порожнині А регулюватиметься зміною зливу масла через клапан 5 обмежувача.

У складі конструкції обмежувача частоти обертання є пристрій, що дає змогу одержувати два режими налаштування: «Робота» і «Контроль» (на рис. 7.4 це умовно показано).

Експлуатація обмежувача на двигуні завжди ведеться на режимі налаштування «Робота».

Налаштування «Контроль», що забезпечує зниження частоти обертання спрацювання обмежувача на заздалегідь задане значення, обумовлене в технічному паспорті обмежувача $n_{с.т}$, дає можливість перевірити правильність налаштування обмежувача.

Необхідність введення режиму «Контроль» зумовлена тим, що в умовах, за яких проводять випробування двигуна, ротор силової турбіни не досягає частоти обертання, коли може спрацювати обмежувач $n_{с.т}$, налаштований на режим «Робота».



7.4. Автомати безпеки газоперекачувального агрегата

Крім обмежувачів некерованих параметрів до складу САК можуть входити автомати безпеки, що спрацьовують при досягненні граничної частоти обертання ротора ГПА. На відміну від обмежувачів у момент спрацьовування автомата безпеки відбувається зупинення ГПА.

Автомати безпеки можуть виконуватися у вигляді електромагнітних вимикачів, що працюють разом з тахометричними датчиками частоти обертання. У цьому випадку автомати безпеки включаються в загальну електричну систему контролю, керування й захисту ГПА. Крім цього, автомати безпеки можуть виконуватися у вигляді бойкових автоматів безпеки відцентрового типу, що працюють разом із пневматичним вимикачем, або у вигляді гідродинамічного автомата безпеки, що працює разом з імперелером масляної системи. Нижче наведено опис конструкції й принципу роботи бойкового й гідродинамічного автоматів безпеки, а також реле осьового зрушення.

Конструкція бойкового автомата безпеки, яка встановлена на ГТК-10-4 і ряді інших ГТУ, подана на рис. 7.6. Основними елементами автомата є бойок 17 із пружиною 21, які встановлюються в радіальному отворі вала ротора, і пневматичний вимикач. Пружина 21 утримує бойок у вихідному стані. До складу пневматичного вимикача входять важіль 14, до якого жорстко кріпиться пневматичний клапан 11, сидло клапана 12, важіль блокування 6, корпус 2. У корпусі 2 встановлені дві мембрани з прогумованої тканини із жорсткими центрами, важіль 15 та два штовхачі 7 і 16.

Між важелем 14 і корпусом мембранного механізму встановлена пружина 8, що притискає важіль 14 разом із клапаном 11 до сидла 12.

Принцип роботи бойкового автомата безпеки такий. У робочому стані між кінцем важеля 14 і головкою бойка 17 є зазор 1,2...1,75 мм. При цьому зубці на важелях 14 й 6 розчеплені. Під час обертання вала 18 у бойка з'являється відцентрова сила, яка за частотою обертання менша граничнодопустимої, врівноважується зусиллям пружини 21. За досягненням граничної частоти обертання бойок, стискаючи пружину, виходить із вала. При цьому зі збільшенням ексцентриситету центра ваги бойка відцентрова сила наростає швидше, ніж сила натягування пружини, і бойок, зміщаючись далі по радіусу, миттєво б'є по важелю 14.

У результаті важіль 14 повертається, внаслідок чого пневматичний клапан 11 відкривається. При відкритті клапана 11 тиск повіт-

ря $\bar{p}_{\text{пов.гр}}$ в лінії граничного захисту падає, при цьому відбувається закриття стопорного клапана автоматичної системи керування. Подання газу в камеру згоряння припиняється й двигун зупиняється. Налаштування автомата безпеки здійснюється гайкою 19.

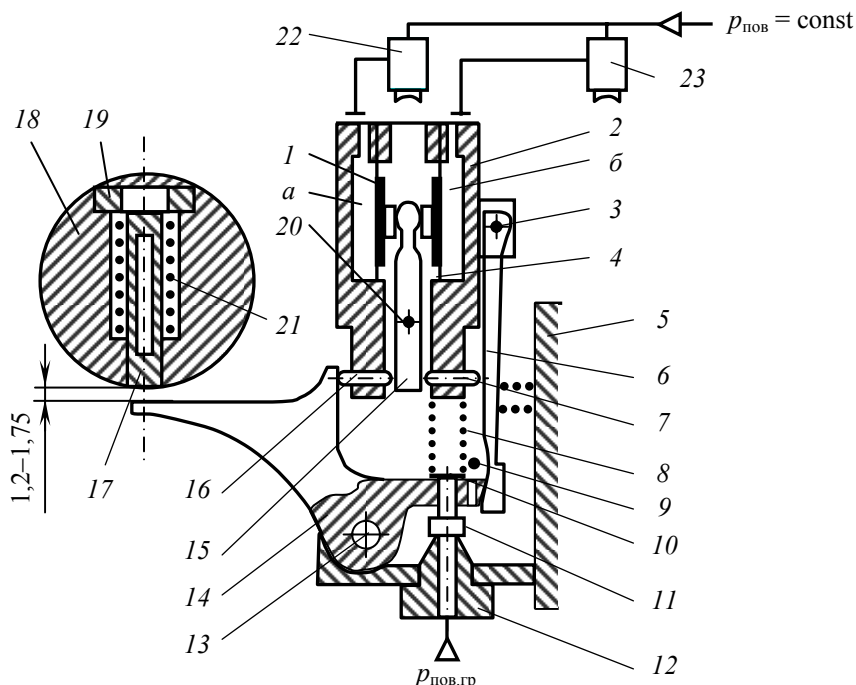


Рис. 7.6. Автомат безпеки силової турбіни ГТК-10-4:
1, 4 — мембрана; 2 — корпус; 3, 13, 20 — вісь; 5 — корпус опори;
6, 14, 15 — важіль; 7, 16 — штовхач; 8, 21 — пружина; 9 — упор;
10 — зубці; 11 — пневматичний клапан; 12 — сидло; 17 — бойок;
18 — вал ротора; 19 — гайка; 22, 23 — кнопка керування;
а, б — порожнина; p — тиск повітря в лінії граничного захисту

Клапан 11 після удару бойка залишається у відкритому положенні, бо при повороті важеля 14 важіль блокування 6 під дією пружини також повертається відносно осі 3, у результаті чого зубці важеля 6 проковзують один повз одного і зчіплюються, утримуючи клапан 11 у відкритому положенні.

Установка пневматичного вимикача в робочому положенні здійснюється за допомогою кнопки керування 23. З натисканням

цієї кнопки силове повітря ($p_{\text{пов}} = \text{const}$) надходить у порожнину b вимикача. При цьому верхнє плече важеля 15 зусиллям мембрани 4 переміститься вліво, а нижнє плече важеля натисне на штовхач 7 і перемістить важіль блокування 6 праворуч.

Унаслідок чого зубці важелів 6 й 14 розчепляться, а пружина 8 поверне важіль 14 у вихідне положення. Клапан 11 опуститься й перекриє випуск повітря з лінії граничного захисту. З наступним звільненням кнопки 23 в порожнині b тиск повітря зменшиться до атмосферного, унаслідок чого дією зусилля пружини важіль 6 повернеться й притиснеться до важеля 14 , при цьому зубці будуть розчеплені.

Екстрена зупинка ГТУ може бути здійснена також за допомогою натискання на кнопку керування 22 . У результаті силове повітря з постійним тиском надійде в порожнину a мембрани 1 вимикача, викликаючи її прогин. Надалі, як це видно з рис. 7.6, процес відбуватиметься аналогічно описаному, але при цьому відбудеться поворот важеля 14 у зворотний бік, що буде супроводжуватися відкриттям клапана 11 з подальшою зупинкою двигуна.

На рис. 7.7 зображена конструктивна схема гідродинамічного автомата безпеки. Автомат зібраний у литому корпусі 6 , усередині якого розміщений поршень 4 зі штоком.

Поршень зверху зазнає тиску нагнітання масла від імпелера, а знизу — тиску всмоктування імпелера, розміщеного на валу силової турбіни (якщо контролюється частота обертання силової турбіни). Зусиллю тиску на поршень зверху протидіє пружина 3 , натяг якої регулюється гвинтом 1 .

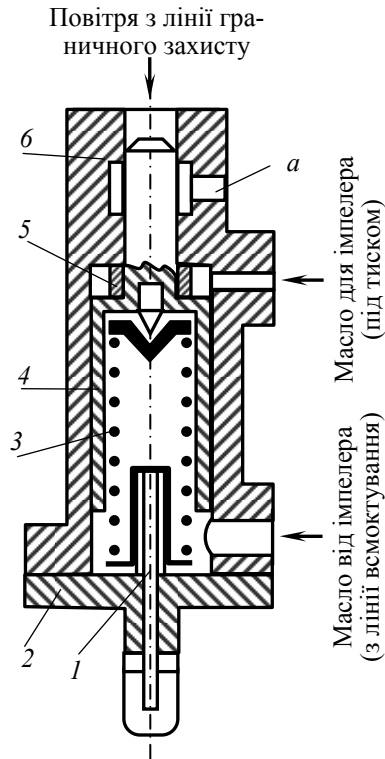


Рис. 7.7. Гідродинамічний автомат безпеки:

1 — регулювальний гвинт;
2 — кришка; 3 — пружина; 4 — поршень зі штоком; 5 — кільце упорне; 6 — корпус; а — отвір

Коли частота обертання ротора нижча від граничнодопустимої, поршень 4 пружиною буде притиснутий до верхнього упору — кільця 5. У результаті цього буде перекритий випуск повітря через отвір *a* з лінії граничного захисту стопорного клапана. Зі збільшенням частоти обертання ротора напір від імелера зросте й з якогось моменту зусилля на поршень зрівноважаться, тоді поршень разом зі штоком відірветься від упору 5 і почне опускати-ся вниз. З подальшим збільшенням частоти обертання кромка штока відкриє випуск повітря з лінії граничного захисту, що призведе до закриття стопорного клапана й зупинки агрегата.

Для запобігання аварій, які можуть мати місце в разі осьового зсуву ротора внаслідок виробітку або виплавляння бабітового заливу в упорних колодках підшипників, на ГПА в системі захисту застосовуються реле осьового зрушення. Згадані реле формують імпульс аварійної зупинки в разі осьового зсуву вала на 0,8...1,0 мм.

З цією метою на агрегатах застосовуються два типи реле осьового зрушення. Вали роторів газогенератора захищаються пневматичними реле, вал силової турбіни нагнітача — гідравлічним.

Конструкцію пневматичного реле двосторонньої дії показано на рис. 7.8.

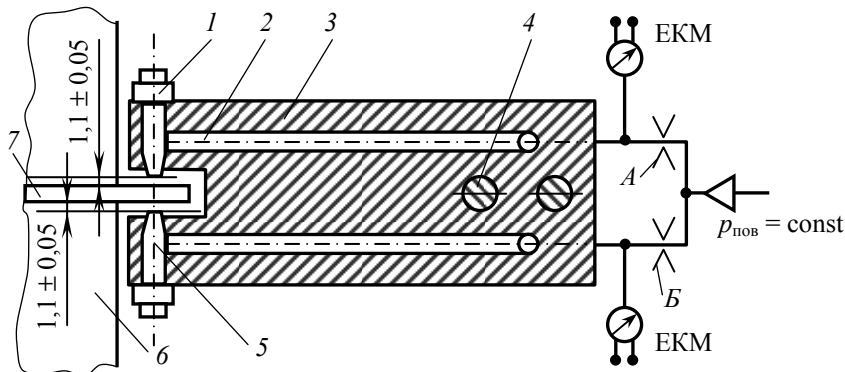


Рис. 7.8. Реле осьового зсуву:

1 — гайка; 2 — канал; 3 — планка; 4 — шпилька кріплення;
5 — сопло; 6 — вал ротора; 7 — бурт; ЕКМ — електроконтактний манометр; А, Б — дросельна шайба

До планки 3, укріпленої двома шпильками 4 на корпусі картера опори двигуна, через дросельні шайби А та Б підведене силове повітря $\bar{p}_{\text{пов}}$ з постійним тиском 0,14 МПа. Через отвори в планці по каналах 2 повітря надходить до двох сосел 5 і далі виходить у порожнину кор-

пуса підшипників через проміжок, утворений торцями сопел і буртом 7, виконаним як одне ціле з валом ротора 6. Проміжок між соплами й диском установлюють за рахунок зсуву сопел за нарізкою в межах $1,1 \pm 0,05$ мм. Положення сопел фіксується гайками 1.

При нормальній роботі, коли немає осьового зсуву ротора, тиск повітря в каналах перед соплами приблизно однаковий — $0,03...0,05$ МПа.

У разі зсуву ротора на 1 мм тиск перед соплом, у бік якого відбувся зсув, підвищується до $0,12$ МПа. Контакти електроконтактних манометрів налаштовують на видачу електричного імпульсу в систему захисту агрегата на зупин при підвищенні тиску перед соплами до $0,1$ МПа, що відповідає осьовому зсуву ротора приблизно на $0,08$ мм.



Література: [3].



Запитання і завдання для самоперевірки

1. Поясніть необхідність обмеження некерованих параметрів ГТУ.
2. Наведіть приклади параметрів ГТУ, які потребують обмеження.
3. Поясніть можливі схеми підключення обмежувачів параметрів.
4. З використанням графіка поясніть, як здійснюється обмеження наведеної частоти обертання роторів $n_{пр}$.
5. Поясніть особливість роботи обмежувача температури газів УРТ-19А-ЗУ, який входить до САК двигуна НК-12СТ.
6. Поясніть принцип роботи обмежувача частоти обертання ротора силової турбіни, що входить до САК двигуна НК-12СТ.
7. Призначення та принцип дії байкового автомата безпеки, що входять до САК газотурбінної установки ГТК-10-4.
8. Призначення та принцип дії гідродинамічного автомата безпеки силової турбіни, що входить до складу САК газотурбінної установки ГТН-25.
9. Поясніть конструкцію та принцип дії реле осьового зсуву.



8. АВТОМАТИЗАЦІЯ ПРИЙМАНОСТІ І ЗАПУСКУ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК



8.1. Загальні відомості про перехідні режими роботи газотурбінних установок

Високі динамічні властивості сучасних ГТД (ГТУ), тобто здатність двигунів швидко змінювати режим роботи без зриву полум'я в камері згоряння, зниження запасу газодинамічної стійкості компресора, нижче ніж встановлене значення без підвищення теплових і механічних навантажень і вище за максимально допустимі значення, є однією з найважливіших експлуатаційних характеристик ГТД (ГТУ).

До основних перехідних режимів, що визначають динамічні властивості двигуна, належать прийманість (повна, часткова і зустрічна), скидання газу і запуск.

Під прийманістю розуміють процес швидкого збільшення потужності ГТД (ГТУ) за рахунок підвищення витрат палива при швидкому переміщенні ВКД або швидкому переналаштуванні ЗП. Прийманість двигуна з режиму малого газу до максимального режиму називають повною прийманістю. Під частковою прийманістю розуміють прийманість, що починається з будь-якого проміжного режиму роботи двигуна. Зустрічною називають прийманість, що здійснюється при незакінченому скиданні газу.

Прийманість є дуже важливою тактико-технічною властивістю для транспортних двигунів. Для ГТУ компресорних станцій, що використовуються як привод для відцентрових нагнітачів природного газу, прийманість використовується головним чином для перевірки надійності та працездатності основних конструктивних вузлів двигуна, а також для перевірки працездатності функціональних систем двигуна.

Основним параметром, що характеризує прийманість, є час прийманості, під яким розуміють інтервал часу від початку переміщення ВКД або задавального пристрою до досягнення двигуном заданого режиму, тобто потужності.

Перехідними режимами, пов'язаними зі зменшенням потужності двигуна, є режими дроселювання і скидання газу. Під дроселюванням розуміють процес зменшення потужності ГТД (ГТУ) внаслідок зниження витрат палива при повільному і плавному переміщенні ВКД.

Скиданням газу називають процес швидкого зменшення потужності двигуна зі зниженням витрат палива, викликаним швидким переміщенням ВКД. За аналогією з прийманістю ГТД (ГТУ), основною характеристикою скидання газу є час скидання газу, під яким розуміють інтервал часу від початку переміщення ВКД до досягнення двигуном заданого режиму зниженої потужності. Час прийманості ГТУ і скидання газу визначається конструктивними особливостями двигуна та його потужністю. Для транспортних ГТД час прийманості може становити від 3 до 17 с і навіть до 20 с. Для ГТУ компресорних станцій час прийманості може досягати кількох хвилин. Час скидання газу, як правило, менший за час прийманості, і для більшості транспортних двигунів лежить у межах від 3 до 8 с. Для ГТУ компресорних станцій час скидання газу вимірюється хвилинами.

Слід також зауважити, що різка зміна режиму ГТУ КС негативно впливає на надійність та ресурс двигуна, тому в умовах експлуатації ГТУ прийманість двигуна або скидання газу використовують тільки в крайніх випадках.

Важливою характеристикою ГТУ є її здатність запускатись у складних умовах експлуатації, що характеризується позитивними та негативними температурами зовнішнього повітря, а також в умовах різного тиску зовнішнього повітря. Запуском ГТД (ГТУ) називають неусталений режим роботи, що характеризується процесом розкрутки його ротора (роторів) від нерухомого стану до виходу двигуна на режим малого газу чи робочого стану.

Для транспортних двигунів залежно від їх потужності час запуску становить 40...80 с. Для ГТУ КС час запуску може становити кілька хвилин і залежить від їх потужності та особливостей САК.



8.2. Характеристика прийманості

Збільшення частоти обертання ротора ГТУ в разі прийманості відбувається внаслідок перевищення моменту турбіни M_t над моментом опору M_o компресора. Для одержання надлишкового моменту необхідно, щоб наявна витрата палива перевищувала потрібну для роботи двигуна на усталених режимах. Гранична наявна витрата палива, за якої час прийманості буде мінімальним, обмежується стійкістю процесу згоряння паливно-повітряної суміші, газодинамічною стійкістю компресора і граничнодопустимою температурою газу перед турбіною в процесі прийманості.

Використовуючи рівняння руху ротора ГТД (ГТУ)

$$\frac{\pi}{30} I_p \frac{dn}{dt} = M_T - M_o, \quad (8.1)$$

де I_p — полярний момент інерції ротора, можна визначити час прийманості в будь-якому діапазоні зміни частот обертання ротора двигуна.

Якщо за нижню границю інтегрування взяти частоту обертання малого газу $n_{м.г.}$, а за верхню — максимальну частоту обертання n_{max} , то, скориставшись рівнянням (8.1), можна визначити час повної прийманості $t_{пр}$ за формулою:

$$t_{пр} = \frac{\pi}{30} I_p \int_{n_{м.г.}}^{n_{max}} \frac{n_{max} dn}{n_{м.г.} (M_T - M_o)}. \quad (8.2)$$

Із аналізу рівняння (8.2) видно, що час прийманості ГТУ залежить від значення масового полярного моменту інерції ротора двигуна I_p , діапазону зміни частоти обертання і зміни надлишкового моменту ($\Delta M_T = M_T - M_o$) у процесі прийманості, що визначається законом керування подавання палива G_p на перехідних режимах. Значення вихідних даних, необхідних для розрахунку G_p в процесі прийманості, можуть бути знайдені шляхом аналізу лінії оптимального розгону, нанесеної на характеристику компресора (рис. 8.1).

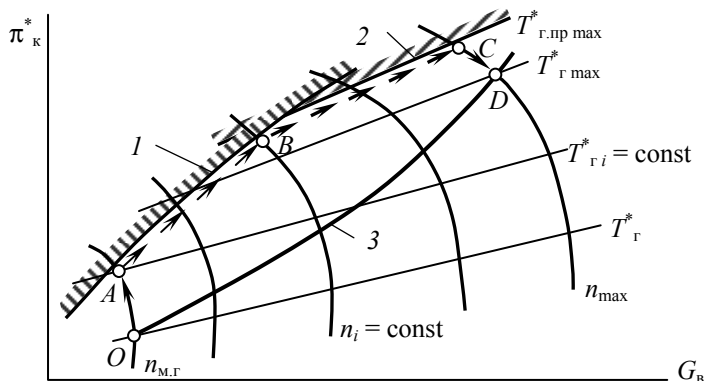


Рис. 8.1. Розрахунок оптимального процесу розгону ГТД (ГТУ):
1 — границя усталених режимів компресора; 2 — обмеження за граничнодопустимією температурою газу в разі прийманості $T_{г.пр}^*$;
3 — лінія встановлених режимів ГТУ
(сумісних режимів турбіни й компресора)

Наведена на графіку крива $OABCD$ відповідає лінії оптимального розгону двигуна в процесі прийманості. При цьому під оптимальною прийманістю розуміють процес розгону двигуна, що відбувається за граничнодопустимого значення температури газу перед турбіною $T_{г.пр\ max}^*$ і мінімально допустимого значення коефіцієнта запасу стійкості компресора $\Delta K_{с\ min}$.

Відрізок лінії OA (рис. 8.1) відповідає стрибку палива для створення надлишкового моменту на турбіні ΔM_t на початку розгону. Відрізок AB , що проходить у безпосередній близькості від границі сталих режимів роботи компресора, відповідає обмеженню подавання палива за мінімального запасу стійкості компресора $\Delta K_{с\ min}$. В області підвищених режимів відрізок BC , який проходить близько від лінії максимально допустимої температури газу перед турбіною, відповідає обмеженню подавання палива за максимально допустимої температури газу $T_{г.пр\ max}^*$ при розгоні, що дорівнює

$$T_{г.пр\ max}^* = 1,05 \dots 1,12 T_{г\ max}^*,$$

де $T_{г.пр\ max}^*$ — значення температури на максимально встановленому режимі двигуна.

Відрізок CD відповідає зменшенню надлишку палива регулятором частоти обертання при виході двигуна на максимальний режим роботи, що встановлюється задавальним пристроєм чи ВКД.

При розгоні двигуна по лінії $OABCD$ час прийманості буде мінімально можливим за даних зовнішніх умов, тобто $t_{пр} = t_{пр.\min}$. Забезпечення мінімального часу прийманості може бути дуже суттєвим для транспортних ГТД у процесі їх експлуатації. Для отримання оптимального процесу розгону САК ГТД (ГТУ) можуть передбачати спеціальні автоматичні пристрої, так звані автомати прийманості (АП), які і забезпечують оптимальне подавання палива при розгоні.

Як правило налаштування АП відповідає програмі оптимального розгону двигуна лише для певних розрахункових зовнішніх умов, що характеризуються параметрами p_h^* і T_h^* . Зміна зовнішніх умов спричинює значні відхилення програми роботи АП від оптимальної, що призводить до небезпечних експлуатаційних відхилень у роботі двигуна. Відхилення в подаванні палива від оптимального значення може бути також наслідком неправильного налаштування АП чи порушення налаштування в процесі експлуатації. Наслідком відхилення подавання палива від оптимального може бути холодне або гаряче «зависання» частоти обертання ротора.

На рис. 8.2 наведено приклади можливого відхилення в подаванні палива від оптимального при розгоні і наслідки, пов'язані з цим відхиленням.

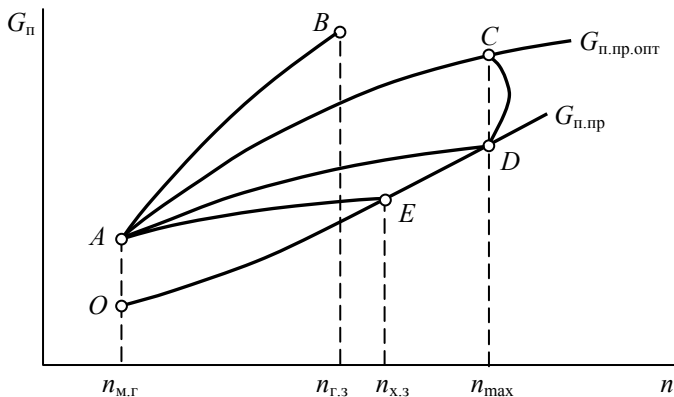


Рис. 8.2. Пояснення причин «зависання» частоти обертання ротора при розгоні:
 $G_{п.пр.опт}$ — оптимальне подавання палива при розгоні;
 $G_{п.п}$ — потрібне подавання палива для встановлених режимів роботи; OA — подавання палива для створення $\Delta M_{т.надл}$ на початку розгону; CD — скидання надлишку палива з досягненням частоти обертання налаштування регулятора частоти обертання

Аналіз наведених характеристик показує, що з подаванням палива в процесі розгону, наприклад, по лінії AD у точці D , перетин характеристик $G_{п.пр}$ дорівнюватиме $G_{п.п}$.

У цьому разі двигун вийде на заданий режим роботи, проте час прийнятності буде більшим від мінімально можливого. При подаванні палива по лінії AE перетин характеристик $G_{п.пр}$ і $G_{п.п}$ буде здійснений у точці E , тобто подавання палива при розгоні буде істотно меншим $G_{п.пр.опт}$. Ця обставина спричинює «зависання» частоти обертання ротора. Оскільки на даному режимі зависання $T^*_г$ відносно невелика, цей режим називається режимом «холодного зависання» ($n_{х.з}$).

У процесі розгону і подавання палива по лінії AB , визначеною роботою АП, подавання палива значно перевищуватиме оптимальне, що призведе до нестійкої роботи компресора, для якої характерні малі значення π_k і ККД компресора, велика потужність, потрібна для його обертання, зниження витрати повітря і відповідно, $\Delta M_{т.надл}$. Перераховані процеси спричиняють «зависання» частоти обертання ротора в точці B при недопустимо високому значенні $T^*_г$. Такий режим називається режимом «гарячого зависання» при розгоні ($n_{г.з}$).



8.3. Призначення й основні типи автоматів прийманості

Із розглянутого вище видно, що САК ГТД (ГТУ) в процесі прийманості має забезпечити оптимальне подавання палива при розгоні. Цю функцію і виконують автомати прийманості. При цьому автомати прийманості в процесі розгону повинні:

- забезпечити розгін двигуна без перегріву ($T_{г.пр\ max}^* \leq 1,05...1,12T_{г\ max}^*$);
- забезпечити при розгоні достатній запас стійкості компресора ($\Delta K_{с\ min} = 5...7\ %$);
- забезпечити можливо мінімальний час прийманості двигуна (в основному це стосується транспортних ГТД);
- виключити випадки «гарячого» і «холодного зависання» в усьому діапазоні експлуатаційних режимів роботи двигуна;
- бути конструктивно простими й надійними в роботі;
- мати малу масу та габарити.

Автомати прийманості, що входять до складу ГТД (ГТУ), розрізняють залежно від принципу дії на тимчасові АП і АП, що працюють за внутрішніми параметрами двигуна.

Тимчасові АП, які забезпечують дозування подавання палива залежно від часу прийманості $G_n = f(t_{пр})$, мають досить просту конструкцію й високу надійність. За конструкцією тимчасові АП, у свою чергу, підрозділяють на гідроуповільнювачі (ГУ) налаштування основного регулятора та обмежувачі підвищення тиску (ОНТ) палива перед форсунками. Обидва різновиди тимчасових АП мають лінійну характеристику і не враховують фактичного перебігу процесу прийманості при зміні зовнішніх умов, а також технічного стану двигуна й усього комплексу параметрів газодинамічного процесу, що відбувається в двигуні в конкретних умовах його роботи.

Гідроуповільнювачі частіше за все забезпечують перенастроювання швидкодіючих регуляторів постійної частоти обертання роторів ГТД (ГТУ). Як відомо, теплові газові процеси в ГТД практично безінерційні. У зв'язку з цим температура газів перед турбіною на перехідних режимах збільшується зі швидкістю, що дорівнює швидкості зміни подавання палива, тобто при миттєвому переналаштуванні паливного регулятора з режиму на режим збільшення температури газу перед турбіною відбувається з мінімальним запізненням. Водночас ротор двигуна, що має значний момент інерції, повільно збільшує частоту свого обертання. У цьому разі витрата повітря через двигун не тільки не збільшується, а й може значно

знизитись, що і визначає перехід компресора в режим зриву, тобто на ліву гілку характеристики напірності.

Гідроуповільнювач як часовий автомат прийманості забезпечує плавне, уповільнене за часом переналаштування паливного регулятора незалежно від швидкості переміщення ВКД.

Часова характеристика гідроуповільнювача (рис. 8.3) являє собою залежність зміни координат гідроуповільнювача $m_{гy}$ залежно від часу. Як видно з рис. 8.3, при різкому переміщенні ВКД на збільшення режиму в момент часу t_0 (рис. 8.3, б) величина $m_{гy}$ змінюється по лінії з певною заздалегідь заданою швидкістю, здійснюючи уповільнене за час $t_1 - t_0$ переналаштування паливного регулятора (рис. 8.3, а).

При переміщенні ВКД на зменшення режиму в момент часу t_2 (рис. 8.3, б) вихідна координата $m_{гy}$ зменшується по лінії 3–4 з постійною швидкістю за час $t_3 - t_2$. Швидкість скидання газу може відрізнятися від швидкості зміни $m_{гy}$ при збільшенні режиму, і, як правило, перевищує швидкість прийманості.

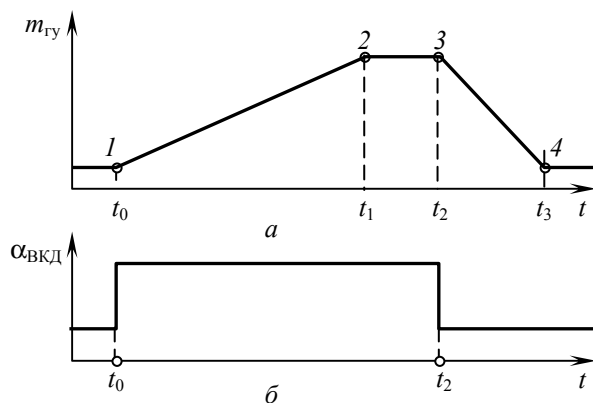


Рис. 8.3. Часова характеристика гідроуповільнювача

Принципова схема гідроуповільнювача показана на рис. 8.4. При швидкому переміщенні ВКД на збільшення режиму роботи двигуна шестірня 7 повертається проти годинникової стрілки, рейка 6 зміщується ліворуч і перекриває отвори 5. Витікання рідини через отвори 5 припиняється, підвищується тиск у каналі 8, а потім у порожнині 4. Рівновага сил, що діють на поршень гідроуповільнювача 3, порушується, і він переміщується ліворуч, збільшуючи затяжку пружини 2 і переміщуючи шток 1, зв'язаний з ЕС. Швидкість перемі-

щення поршня 3 визначається пропускною спроможністю дросельних пакетів 9 і 10, встановлених послідовно. Переміщення поршня 3 буде завершено після розкриття отворів 5 з-під рейки 6.

Зі скиданням газу, при повороті шестерні 7 за годинниковою стрілкою, рейка зміщується праворуч. Повністю відкривається отвір 5, тиск у каналі 8 знижується, з'являється перепад тиску робочої рідини на дросельному пакеті 9 і залежно від значення його гідравлічного опору починає знижуватись тиск у порожнині 4. Шток 3 переміщується праворуч до моменту часткового перекриття отворів 5 рейкою 6. При переміщенні поршня 3 ліворуч зменшується вихідна координата $m_{г\gamma}$ і паливний регулятор переналаштовується на менше подавання палива в двигун.

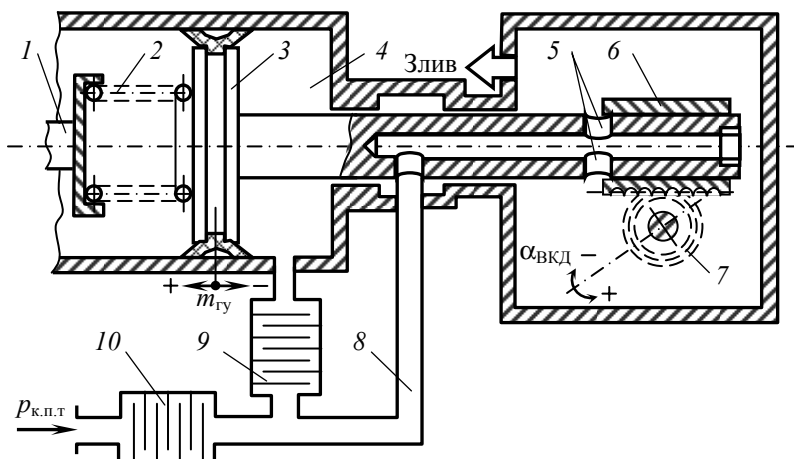


Рис. 8.4. Принципова схема гідроуповільнювача:

1 — шток; 2 — пружина; 3 — поршень; 4 — порожнина; 5 — отвори;
6 — рейка; 7 — шестерня; 8 — канал; 9, 10 — дросельні пакети;

$p_{к.п.т}$ — тиск за клапаном постійного тиску

Як видно з рис. 8.4, швидкість зміни координати $m_{г\gamma}$ на збільшення режиму визначається гідравлічним опором двох дросельних пакетів 9 і 10, розміщених послідовно, а швидкість зміни $m_{г\gamma}$ на зменшення режиму залежить тільки від гідравлічного опору дроселя 9, що забезпечує зменшення часу скидання газу порівняно з часом прийманості.

Іншим прикладом тимчасового автомата прийманості, що використовується в САК двигунів, які працюють на рідкому паливі, може бути обмежувач наростання тиску палива (ОНТ). ОНТ забезпечує зміну тиску палива перед робочими форсунками $p_{ф}$ за часом,

відповідно до залежності граничного подавання палива за прийнятності. За принципом дії ОНТ є обмежувачем максимального тиску палива зі змінним за часом його настрояванням (рис. 8.5, а).

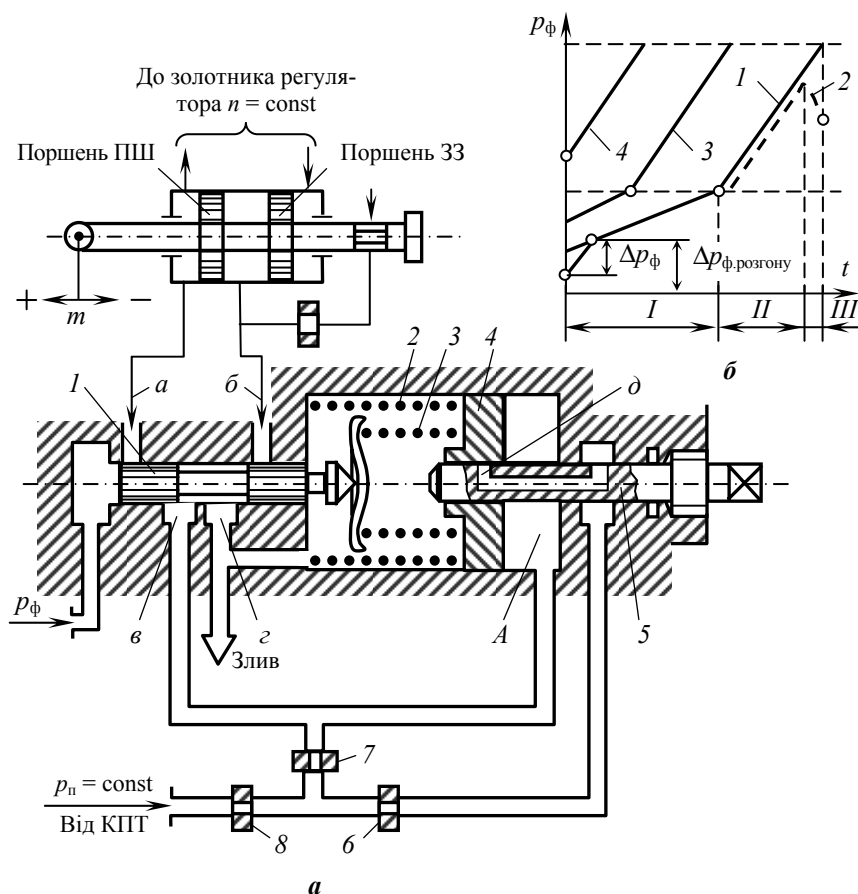


Рис. 8.5. Принципова схема (а) і тимчасова характеристика ОНТ (б):

1 — золотник; 2, 3 — пружина; 4 — поршень; 5 — шток;

6, 7, 8 — жиклер; а, б, в, г, д — канал; А — порожнина

Як видно, золотник 1 обмежувача перебуває під дією спрямованих у протилежні сторони сили тиску палива p_ϕ і сили пружини 3. При нерухомому ВКД та при плавних змінах p_ϕ золотник перекриває своїми буртиками канали а і б, не впливаючи при цьому на роботу сервомеханізму насоса — регулятора (поршень ПШ і поршень ЗЗ).

На цих режимах золотник I та поршень 4 взаємно врівноважені. У такому положенні золотник I привідкриває сполучення каналу ϵ зі зливом. Цим забезпечується злив палива, що надходить через жиклери 8 і 7 та необхідне рівноважне значення тиску в порожнині A праворуч від поршня 4 .

При повільному переміщенні ВКД на збільшення режиму повільно збільшуватиметься тиск p_{ϕ} . При цьому відбуватиметься незначне переміщення золотника I і плавне перекриття ним зливного каналу ϵ . Унаслідок цього тиск у порожнині A безперервно підвищується і поршень 4 плавно, у міру зростання тиску p_{ϕ} переміщується вліво, поступово збільшуючи натяг пружини 3 . Це забезпечує врівноваження зростаючої сили тиску палива на золотник I . Відкриття каналів у цьому процесі не відбувається.

При швидкому переміщенні ВКД, коли насос-регулятор прагне збільшити тиск p_{ϕ} до значень, що перевищують граничнодопустимі, золотник I переміщується вправо, відкриваючи канали a та b і впливаючи тим самим на подавання палива, обмежує максимальну величину тиску p_{ϕ} та відповідно до сили натягу пружини 3 . Натяг цієї пружини залежить від положення поршня настроювання обмежувача 4 .

При переміщенні золотника I вправо перекривається злив палива через канал ϵ , і порожнина A починає наповнюватися паливом через жиклери 8 і 7 . Поршень 4 при цьому долає силу пружини 2 , переміщується вліво, збільшуючи натяг пружини 3 , і тим самим, у міру свого руху, поступово збільшує обмежувану величину тиску p_{ϕ} .

Через деякий час поршень 4 під час руху відкриває канал d , виконаний у штоку 5 , унаслідок чого починається надходження палива в порожнину A через додатковий жиклер 6 . Швидкість руху поршня 4 збільшується. Це збільшення швидкості руху поршня настроювання 4 на другому етапі роботи ОНТ дає можливість наблизити його тимчасову характеристику до оптимальної.

Два етапи роботи ОНТ, що відрізняються швидкостями руху поршня налаштування 4 , показані на тимчасовій характеристиці обмежувача (етапи I і II кривої 1 на рис. 8.5, b). Крива 2 відповідає дійсній зміні p_{ϕ} до величини, відповідної максимальному встановленому режиму двигуна (етап III), що відбувається під дією регулятора $n = \text{const}$. Початок етапу III роботи ОНТ збігається з моментом попереднього перекриття золотника регулятора $n = \text{const}$, що відбувається в даному разі при $n = 0,95...0,97 \% n_{\text{max}}$. При зменшенні p_{ϕ} золотник обмежувача переміщується вліво, до свого рівноважного положення, перекриваючи канали a і b , а також відкриваючи канал ϵ . Це зумовлює зменшення тиску на пор-

шень 4 з боку порожнини A та переміщення його вправо в нове рівноважне положення. Характер зміни тимчасової характеристики ОНТ (лінії 3 та 4) при швидкому переміщенні ВКД з проміжних рівноважних режимів роботи показаний на рис. 8.5, б. При цьому величина початкового «стрибка» тиску Δp_ϕ залишається незмінною, оскільки майже не змінюється хід золотника I від рівноважного положення до положення відкриття каналів a і b .

Досконалішими за характеристиками, але й складнішими за конструкцією є АП, що працюють за внутрішніми параметрами двигуна. За такі параметри беруть частоту обертання ротора або комплексну величину, що дорівнює різниці тиску повітря за компресором і в зовнішньому середовищі $p_k - p_h$. При розробленні автоматів прийманості авіаційних двигунів перевага віддається комплексній величині $p_k - p_h$.

Найбільш розповсюджені автомати прийманості забезпечують зміну подавання палива в двигун за законом

$$\frac{p_\phi}{p'_k - p_h} = \text{const},$$

де p_ϕ — тиск палива на робочих форсунках, що характеризує витрату палива в двигун; p'_k — тиск повітря за компресором, скоригований регулювальним жиклером; p_h — тиск зовнішнього середовища.

Обраний закон забезпечує практично лінійну функцію зміни подавання палива при зміні витрати повітря через двигун. Водночас обрана залежність дає змогу програмувати подавання палива за прийманості більш наближено до оптимального закону, ніж при використанні часових автоматів прийманості.

Автомати прийманості, що працюють за внутрішньодвигуновими параметрами, можуть бути прямої і непрямої дії.

Принципова схема автомата прийманості прямої дії подана на рис. 8.6. Паливо від дросельного крана підводиться до золотника розподільного клапана I і далі надходить у паливні колектори.

Тиск палива діє на торець золотника 2, що виконує роль ЧЕ й одночасно КО автомата прийманості. Правий торець золотника 2 закріплено на мембрані 3.

На мембрану 3 справа діє тиск повітря за компресором, який скоригований регулювальним жиклером 5. Порожнина ліворуч від мембрани зв'язана з атмосферою. Так, мембрана сприймає різницю тисків повітря $p'_k - p_h$, що визначає витрату палива через двигун. Крім того, на мембрану діє зусилля з боку золотника 2 і пружини налаштування 4.

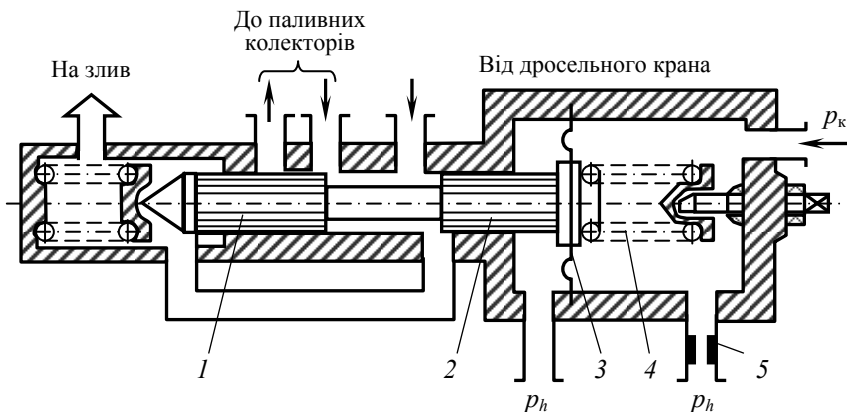


Рис. 8.6. Принципова схема автомата прийманості прямої дії

Виходячи з цього мембрана 3 одночасно виконує роль ЧЕ на різницю тиску повітря $p'_k - p_h$ і ЕП. З порушенням рівноваги сил, що діють на мембрану, переміщується зв'язаний з нею золотник 2, збільшуючи або зменшуючи стравлювання палива на зливання. Так, при збільшенні тиску палива, що підводиться до робочих форсунок, вище за встановлення для заданої витрати повітря значення, золотник 2 переміщується праворуч і збільшується площа прохідного перерізу каналу стравлювання палива на зливання. Відбувається відновлення заданого співвідношення витрат повітря і палива за прийманості.

Автомат прийманості прямої дії є найпростішим автоматичним пристроєм, що керує подаванням палива на неусталених режимах за внутрішньодвигуновими параметрами. Вони можуть бути використані в тих випадках, коли об'єми палива, що перепускаються, малі, а вимоги щодо точності дотримання прийнятого закону зміни подавання палива за прийманості невисокі.

Частіше в САК сучасних авіаційних ГТД використовують автомати прийманості непрямої дії, тобто автоматичні пристрої, що керують налаштуванням основних паливних регуляторів. Структурну схему системи паливopодавання з автоматом прийманості непрямої дії показано на рис. 8.7.

Приводний паливний насос плунжерного типу в цьому випадку забезпечує подавання палива в двигун через дросельний кран ДК і розподільний клапан РК. Для керування похилою шайбою, яка виконує роль КО, використовуються сервомеханізм і підсилювальний пристрій ПП. У цій схемі ПП є клапан постійного перепаду тиску.

За прийманості режим роботи ПП визначається автоматом прийманості, до складу якого входять ЕП і два ЧЕ, що сприймають тиск палива перед розподільним клапаном і різницю тисків $p'_k - p_h$. Сигнал неузгодженості Δp діє на ПП, змінюється тиск p_k у порожнині сервомеханізму, і здійснюється поворот похилої шайби, яка змінює подавання палива в двигун.

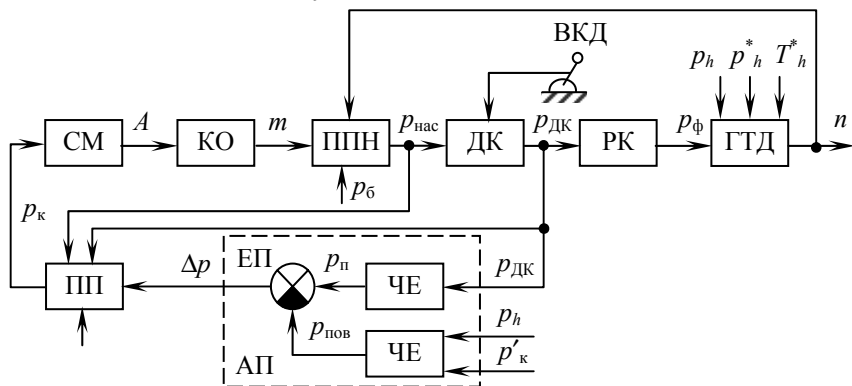


Рис. 8.7. Функціональна схема системи паливopодавання з автоматом прийманості непрямої дії:

ДК — дросельний кран; РК — розподільний клапан;
 КОАП — КО автомата прийманості; АП — автомат прийманості;
 СМ — сервомеханізм

Автомати прийманості непрямої дії, що працюють за параметром $p_k - p_h$, забезпечують досить високу якість керування подаванням палива при зміні експлуатаційних умов. Проте повністю розв'язати проблему «холодного і гарячого зависання» двигуна зі зміною температури і тиску зовнішнього середовища такі автомати прийманості забезпечити не можуть.

Режим «гарячого зависання» може наступити не лише у разі прямої відмови автомата прийманості, а й в експлуатаційних умовах при зустрічній прийманості, а також в інших випадках, коли проба прийманості відбувається в умовах, що викликають перехід компресора у зривний режим роботи. Можливі також сезонні відхилення в часі прийманості, пов'язані зі зміною температури зовнішнього середовища. У цьому випадку необхідно проводити регулювальні роботи згідно з інструкцією з технічної експлуатації певного типу двигуна.

Для ГТУ КС питання прийманості не є першочерговою тактико-технічною вимогою. У зв'язку з цим у САК даних ГТУ можуть не передбачатися спеціальні прилади у вигляді автоматів прийманості.

На більшості ГТУ КС керування подаванням палива з розгоном двигуна здійснюється за допомогою спеціальної конструкції механізму ЗП, який виконується або у вигляді понижувального планетарного редуктора, включеного до складу механізму ручного ЗП, або у вигляді черв'ячного редуктора, що входить до конструкції електромеханізму дистанційного управління ГТУ. Призначення цих пристроїв — забезпечувати необхідний темп налаштування регулятора частоти обертання, а відповідно і темп подавання палива з розгоном ГТУ.

Окрім цього, у САК ГТУ КС, що мають у своєму складі дозатор газу, з цією метою можуть передбачатися так звані уповільнювачі, що забезпечують необхідний темп подавання паливного газу в КС. Ці уповільнювачі входять до складу конструкції дозатора газу і, як правило, виконуються у вигляді дроселя, що обмежує швидкість перестановки голки дозатора газу на збільшення подавання палива при різкому переналаштуванні ЗП на збільшення режиму.



8.4. Керування подаванням палива при запуску

Процес запуску двигуна так само, як процес прийманості, є неусталеним режимом роботи. Проте, на відміну від прийманості, за якої вихідним режимом є знижений усталений режим роботи двигуна, перед початком запуску ротор нерухомий. У зв'язку з цим при запуску ГТУ для забезпечення можливості створення суміші палива з повітрям у камері згоряння, ротор двигуна необхідно розкрутити до певної частоти обертання за допомогою спеціального пускового пристрою.

У процесі розкручування ротора відбувається запалювання горючої суміші в камері згоряння в два етапи. Спочатку в камеру згоряння подається пускове паливо, яке займається від свічок запалювання, встановлених у пускових блоках, а потім від факела полум'я, що виходить з пускових блоків. При цьому підпалюється основне паливо, що надходить до камери згоряння через робочі форсунки.

Після розпалювання суміші в камері згоряння подальше розкручування ротора відбувається спільно пусковим пристроєм і турбіною двигуна. Достатньою для запуску ГТУ частотою обертання вимикання пускового пристрою можна вважати таку частоту обертання, за якої компресор двигуна подаватиме в камеру згоряння повітря в кількості й під тиском, що забезпечують стійке горіння палива і створення крутного моменту турбіни M_t , який перевищує момент опору обертанню M_o . Для забезпечення надійного запуску ГТУ в усьому експлуатаційному діапазоні зміни зовнішніх умов необ-

хідно, щоб перед вимкненням пускового пристрою крутний момент турбіни перевищував момент опору обертанню в два-три рази.

Для виходу двигуна на режим малого газу після підпалення суміші в камері згоряння без збільшення температури газів перед турбіною вище максимально допустимого значення і зниження запасу газодинамічної стійкості компресора необхідно оптимізувати подавання палива. У зв'язку з цим до складу САК ГТУ вводять паливні автомати запуску (ПАЗ). Враховуючи, що завдання, які вирішуються ПАЗ, аналогічні завданням, які вирішуються автоматами прийманості, їхні конструктивні виконання і закони керування подаванням палива також близькі. Проте вимоги до ПАЗ нижчі, ніж до АП, оскільки запуск двигуна відбувається з меншими відцентровими навантаженнями на деталі ротора.

Характер зміни наявної і потрібної витрат палива при запуску показаний на рис. 8.8. З аналізу залежностей, наведених на цьому рисунку, видно, що подавати паливо в двигун з частотами обертання ротора, нижчими $\bar{n}_1$, не можна, оскільки при цьому можливе перегрівання лопаток турбіни або помпаж компресора.

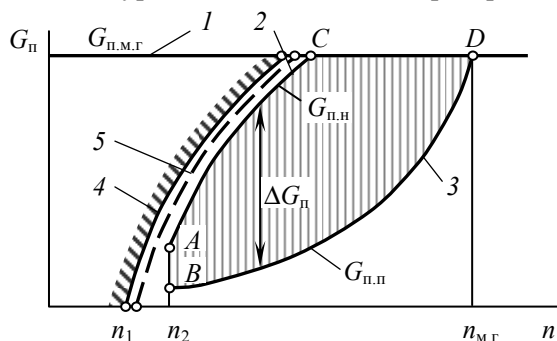


Рис. 8.8. Характер зміни потрібної і наявної витрат палива при запуску ГТУ:

- 1 — подавання палива з положенням ЗП, що відповідає режиму малого газу ($\alpha_{зп.м.г.}$); 2 — реальне подавання палива при запуску двигуна;
- 3 — потрібна витрата палива на усталених режимах;
- 4 — обмеження за помпажем і максимальною температурою газів перед турбіною; 5 — теоретична характеристика подавання палива при запуску двигуна

Якщо забезпечити подавання палива в двигун по лінії 5, що проходить еквідистантно лінії обмежень 4, то в будь-який момент часу запуску надлишок подавання палива ($\Delta G_{п.} = G_{п.н} - G_{п.п.}$) буде максимальним, а значить, час запуску — мінімальний. Проте, враховуючи експлуатаційне розсіювання характеристик двигуна і мож-

ливе у зв'язку з цим зміщення лінії 5, реальний закон зміни подавання палива при запуску (лінія 2) має розміщуватись нижче кривої 5. У цьому разі час запуску дещо збільшиться, але не допускатиметься можливий вихід двигуна на небезпечні режими.

Автомати запуску ГТД за принципом дії можуть бути тимчасовими, тахометричними або працюючими за внутрішнім параметром двигуна. У ГТУ знайшли застосування переважно тимчасові автомати запуску або за внутрішнім параметром двигуна. При цьому автомати запуску працюють разом з регуляторами витрати палива (дозатори газу) або з регуляторами частоти обертання ротора.

Нижче, як приклад, наведено опис принципу роботи і склад автомата запуску ГТУ НК-16СТ, що використовується як привод нагнітача газу на КС. До складу САК вищезгаданого двигуна входить дозатор газу, який забезпечує необхідне дозоване подавання паливного газу при роботі двигуна. Основними елементами дозатора є три дозувальні голки: голка автомата запуску і дві голки основного палива. Кожна дозувальна голка створює своїм профілем з відповідною втулкою дозувальне вікно, площа якого змінюється залежно від положення дозувальної голки, що призводить до зміни витрат паливного газу через дозатор.

Переміщення кожної дозувальної голки проводиться гідравлічним сильфонним приводом, робочим тілом для якого є масло, що подається з постійним тиском ($p_m = 3,5$ МПа) з масляної системи САК. У свою чергу масляна система САК підключена до основної масляної системи двигуна. Конструктивно дозувальні голки виготовлені так, що перепад тиску масла й газу на них створює зусилля, що діє на закриття дозувальних вікон. Додатково на голки діє зусилля відповідної пружини, забезпечуючи закриття положення дозатора у вихідному положенні. Управління електромагнітами дозатора газу при запуску двигуна здійснюється за командами блоку автоматичного запуску БАЗ-16. Автомат запуску, що входить у конструкцію дозатора газу і призначений для програмного дозування паливного газу в процесі запуску двигуна за часом, подано на рис. 8.9.

Відповідно до циклограми запуску з моменту початку роботи стартера на електромагнітний клапан 1 автомата запуску подається живлення для утримання голки 7 у закритому положенні.

Після зняття живлення з електромагнітного клапана 1 починає зростати тиск масла в порожнині сильфона 8. При цьому дозувальна голка 7 відкривається і через дозатор встановлює мінімальні витрати паливного газу, відповідно до режиму розпалювання камери згоряння. Регулювання витрат паливного газу на цьому етапі здійснюється жиклером 5, встановленим на виході паливного газу з дозатора запуску.

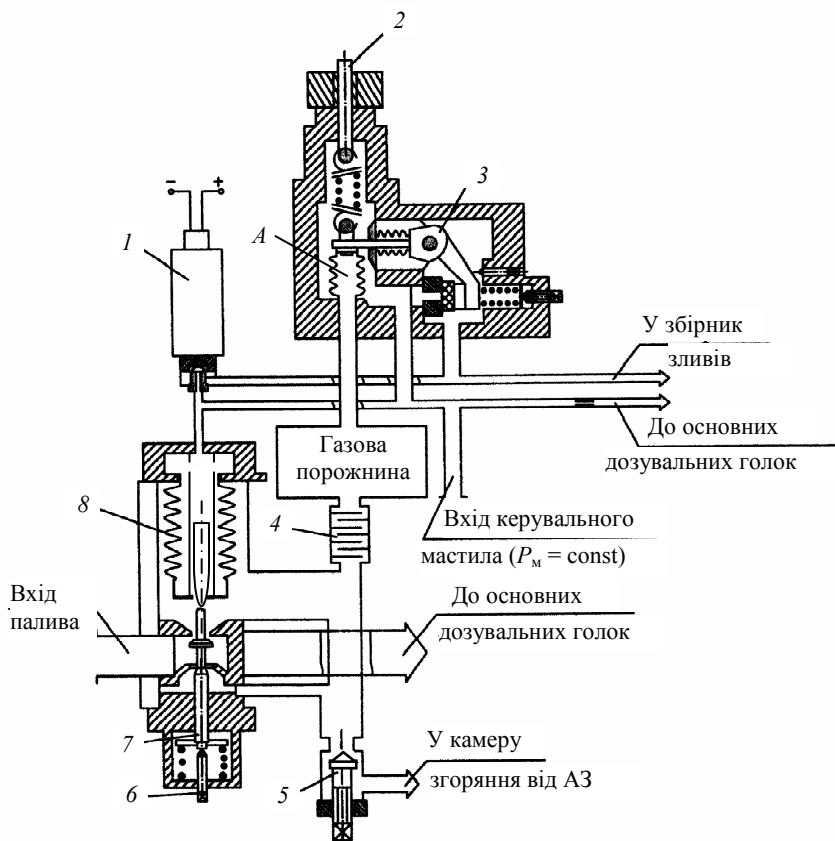


Рис. 8.9. Принципова схема автомата запуску ГТУ НК-16СТ:

- 1 — електромагнітний клапан; 2 — регулювальний гвинт;
 3 — керувальний клапан автомата запуску; 4 — дросельний пакет;
 5 — жиклер; 6 — регулювальний гвинт дозувальної голки;
 7 — голка автомата запуску; 8 — сильфонний привід;
 А — сильфон керувального клапана

Після відкриття голки 7 паливний газ через дросельний пакет 4 починає надходити в газову порожнину керувального клапана 3, збільшуючи в ній тиск. Відповідно до зростання тиску в газовій порожнині й одночасно у сильфоні А керувальний клапан 3 почне прикривати зливне вікно, збільшуючи тим самим тиск у сильфонному приводі 8, що спричинює подальше переміщення голки запуску до упору в гвинт 6, що регулює максимальні витрати паливного газу через дозатор у процесі запуску.

Час збільшення витрати паливного газу до максимального значення визначається продуктивністю дросельного пакета 4. Рівень витрати паливного газу в процесі відкриття голки регулюється налаштуванням керувального клапана з допомогою гвинта 2.

Основні дозувальні голки відкриваються в процесі запуску. Їх плавне підключення забезпечується гідравлічним перемикачем при підвищенні тиску масла в сильфонній порожнині голки АЗ, що підводиться до перемикача. У міру зростання цього тиску перемикач закриває злив масла з сильфонних порожнин основних голок, унаслідок чого основні дозувальні голки також відкриваються.

Подальше керування положенням основних дозувальних голок, а відповідно й подаванням паливного газу, здійснюється завдяки спільній роботі регулятора частоти обертання й інших автоматичних пристроїв, що входять у САК двигуна.

На окремих типах ГТУ в складі САК не встановлюють спеціальні автомати запуску. У цьому разі функції АЗ виконує спеціальний електронний блок автоматичного пуску спільно з регулятором частоти обертання.



Література: [1]; [3]; [4].



Запитання і завдання для самоперевірки

1. Які режими роботи двигунів належать до перехідних?
2. Що називають прийманістю, скиданням газу і дроселюванням?
3. Як визначається час прийманості?
4. Поясніть, яким чином можна визначити час повної прийманості.
5. До якої групи автоматів прийманості належать гідроуповільнювачі та обмежувачі наростання тиску палива на робочих форсунках?
6. Яка прийманість називається оптимальною?
7. У чому причини «холодного і гарячого зависання» за прийманості?
8. Поясніть необхідність вмикання до САК ГТУ автоматів запуску.
9. Поясніть склад і принцип роботи автомата запуску на прикладі ГТУ НК-16СТ.
10. Поясніть, з якою метою використовується прийманість ГТУ, що входять до складу ГПА КС.



9. СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ОСЬОВИМИ КОМПРЕСОРАМИ



9.1. Закони керування протипомпажними автоматами

Осьові компресори ГТД (ГТУ) працюють у широкому діапазоні зміни зовнішніх умов у процесі експлуатації, тому забезпечуються пристроями для перепускання повітря та поворотними лопатками напрямлених апаратів (НА) одного або кількох ступенів. Автоматичні пристрої керування механізмами перепускання повітря та поворотом лопаток НА називають ППА. За допомогою вказаних автоматичних пристроїв вирішуються такі завдання:

- запобігаються (відвертаються) нестійкі режими роботи компресора на глибоких дросельних режимах, коли приведена частота обертання ротора двигуна значно знижується порівняно з розрахунковим значенням;

- забезпечуються задовільні експлуатаційні характеристики компресора (підвищується коефіцієнт корисної дії та запас газодинамічної стійкості) при дроселюванні двигуна.

З рис. 9.1, на якому зображені лінії робочих режимів ГТД (лінія 3) та границя помпажу (лінія 2), видно, що нестійкі режими роботи компресора виникають як при збільшенні, так і при зменшенні приведеної частоти обертання, яка, як відомо з теорії ГТД, визначається згідно з формулою:

$$n_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{288}{T_h^*}},$$

де $n_{\text{пр}}$ — приведена частота обертання ротора; T_h^* — температура зовнішнього повітря.

Нестійка робота компресора може бути також і на режимах розгону двигуна (лінія 1). Запобігання нестійким режимам роботи компресора при збільшенні приведеної частоти обертання досягається обмеженням параметрів максимального режиму двигуна, а усунення нестійкої роботи при розгоні — керуванням подаванням палива, що здійснюється автоматами прийманості. Зі зменшенням приведеної частоти обертання ротора нижче критичної ($n_{\text{пр}} < n_{\text{пр.кр}}$) —

запас газодинамічної стійкості компресора $\Delta K_{\text{ст}}$ може стати меншим за припустимий. Стійка робота компресора в цьому випадку забезпечується його автоматикою через видачу команди на здійснення перепускання повітря за одним або кількома ступенями компресора в атмосферу. При перепусканні повітря суттєво змінюються характеристики компресора і робоча точка на рис. 9.1 переміщується з позиції α в позицію α' .

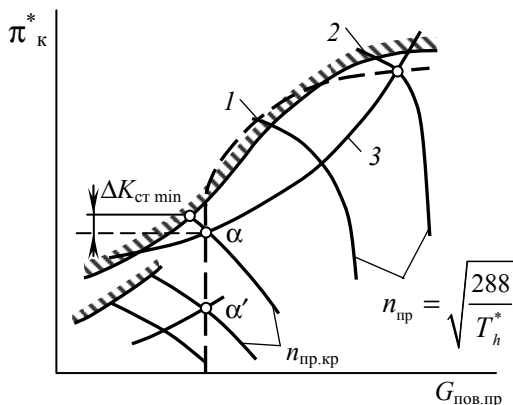


Рис. 9.1. Характеристика осьового компресора

За керований параметр в автоматах для керування компресорами сучасних ГТД обирається одна з трьох фізичних величин: приведена частота обертання ротора двигуна $n_{\text{пр}}$, фізична частота обертання ротора двигуна n або ступінь підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{\text{к}}^*$. Залежно від обраного КП може бути взятий один із трьох законів керування протипомпажними автоматами осьових компресорів:

$$n_{\text{пр.вкл}} = n_{\text{пр.кр}} = \text{const}; \quad (9.1)$$

$$n_{\text{вкл}} = n_{\text{кр}} = \text{const}; \quad (9.2)$$

$$\pi_{\text{к.вкл}}^* = \pi_{\text{к.кр}}^* = \text{const}, \quad (9.3)$$

де $n_{\text{пр.вкл}}$, $n_{\text{вкл}}$, $\pi_{\text{к.вкл}}^*$ — значення приведеної і фізичної частоти обертання ротора і ступеня підвищення тиску повітря в компресорі, за досягненням яких відбувається вмикання ППА; $n_{\text{пр.кр}}$, $n_{\text{кр}}$, $\pi_{\text{к.кр}}^*$ — критичні значення приведеної і фізичної частоти обертання ротора і ступеня підвищення тиску повітря в компресорі, в разі досягнення яких запас газодинамічної стійкості компресора знижується до мінімально допустимого значення.

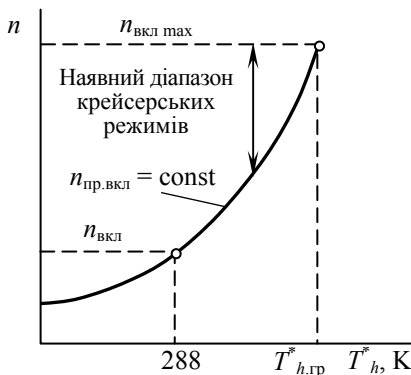


Рис. 9.2. Зміна $n_{\text{р}}$ ротора при спрацюванні ППА за програмою $n_{\text{пр.вкл}} = \text{const}$ залежно від T_h^*

Результати аналізу характеру зміни фізичної частоти обертання ротора ГТУ (ГТД), при якій відбувається спрацювання ППА у випадку $n_{\text{вкл}} = n_{\text{кр}} = \text{const}$ (рис. 9.2), показують, що при збільшенні температури зовнішнього повітря T_h^* діапазон дроселювання двигуна зменшується.

При певному граничному значенні температури зовнішнього повітря $T_h^*_{\text{гр}}$ протипомпажні автомати спрацювають при максимальній фізичній частоті обертання ротора двигуна. Таке граничне значення темпе-

ратури зовнішнього повітря в реальних умовах експлуатації ГТУ КС неможливе.

Використання закону (9.2) керування ППА призводить до ще більшого недовикористання діапазону дросельних режимів роботи ГТУ за дуже низьких значень T_h^* . У зв'язку з цим такий закон керування використовують в основному для двигунів, що працюють у відносно вузькому діапазоні зміни експлуатаційних умов.

При використанні закону керування (9.1) ГТУ більш економічний, але для його реалізації потрібна відносно складна система керування ППА. Це пов'язано з тим, що в даному разі в складі механізму керування ППА має бути температурний коректор частоти обертання, за якої ППА повинен увімкнутись або вимкнутись.

Закон керування ППА (9.3) за своїми характеристиками наближається до закону керування (9.1), але має перед ним перевагу внаслідок вищої швидкодії датчиків π_k^* порівняно із системами вимірювання приведеної частоти обертання ротора $n_{\text{пр}}$.

До точності дотримання законів керування протипомпажними автоматами висуваються високі вимоги, оскільки відхилення від прийнятих законів керування в одних випадках призводить до погіршення економічної ефективності двигуна і зменшення діапазонів дросельних режимів, а в інших — погіршення прийнятності двигуна або виникнення помпажу компресора.

Автоматичні системи компресорів мають задовольняти такі вимоги:

- реалізовувати вибраний закон керування з потрібною точністю;

- забезпечувати необхідну швидкість, яка характеризується мінімальним часом спрацьовування засобів механізації компресора;
- бути простими конструктивно, зручними в обслуговуванні, мати високу надійність і контролепридатність в експлуатації.

Автоматичні системи компресорів класифікуються за видами керованих ними засобів механізації і за фізичними величинами, залежно від яких формується керувальний сигнал, тобто за видом заданого сигналу.



9.2. Повторне спрацьовування протипомпажних автоматів

З відкриттям клапанів перепускання повітря змінюються положення робочої лінії на характеристиці компресора (див. рис. 9.1), розташування напірних ліній при $n_{\text{пр}} = \text{const}$, межі помпажу і лінії, що показує залежність потрібної витрати палива від частоти обертання й ступеня підвищення тиску. У зв'язку з цим реалізація дискретних систем керування протипомпажними автоматами супроводжується стрибкоподібною зміною параметрів робочого процесу ГТУ, у тому числі потрібної витрати палива. Оскільки двигун і позиційний автомат перепускання утворюють замкнену в динамічному відношенні систему, стрибкоподібний характер зміни потрібної витрати палива вноситиме певні особливості в спільну роботу систем керування перепусканням повітря, з одного боку, і подаванням палива, з другого. Ці особливості повинні враховуватись при експлуатації двигунів, а тому необхідно розглянути їх детальніше.

При повільній зміні режиму роботи в замкнутій АС можуть виникнути стійкі автоколивання, що супроводжуються періодичним відкриванням і закриттям («хляпанням») клапанів перепускання повітря, тобто повторно спрацює протипомпажний автомат, що неприпустимо при експлуатації силової установки.

Природу виникнення цього явища можна розглянути на характеристиках потрібних і наявних подавань палива (рис. 9.3) у системі паливоживлення з регулятором постійності витрати палива $G_{\text{п}} = \text{const}$ (див. розд. 6). Ці регулятори, як правило, використовуються спільно з регулятором частоти обертання $n_{\text{пр}} = \text{const}$ у САК ГТД, що працюють на рідкому паливі. Якщо АС керування перепусканням налаштована на спрацьовування за частотою обертання $n = n_{\text{від}} = n_{\text{зак}}$ (рис. 9.3, а) в області роботи регулятора $G_{\text{п}} = \text{const}$, то при повільному дроселюванні ГТД, яке здійснюється повільним переміщенням ВКД на зниження режиму, в точці 1 автомат спрацює на відкриття вікон перепускання повітря.

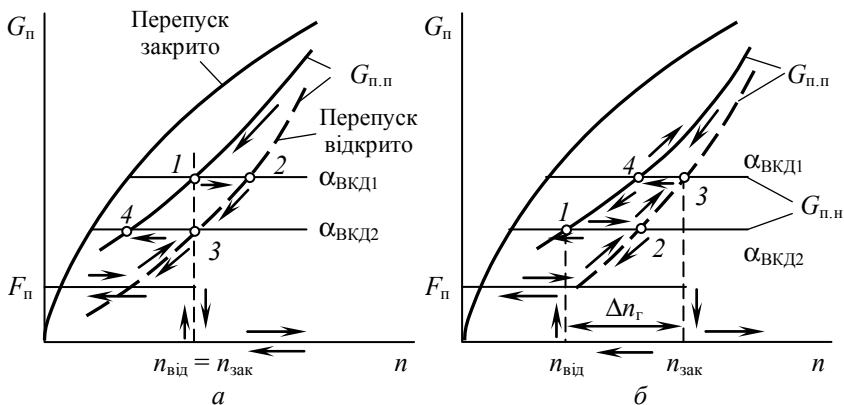


Рис. 9.3. Спільна робота АС керування перепусканням повітря з компресора і регулятора $G_p = \text{const}$:
 a — без гістерезису; $б$ — з гістерезисом

Потрібна витрата палива $G_{п.п}$ при відкритих вікнах перепускання повітря буде меншою (точка 3 на штриховій лінії), ніж при закритих. Оскільки регулятор $G_p = \text{const}$ забезпечує витрату, що відповідає налаштуванню $\alpha_{ВКД1}$, між наявною витратою палива (точка 1) виникає неузгодженість, а саме: $G_{п.н} > G_{п.п}$.

Унаслідок цього частота обертання ротора збільшуватиметься у напрямку точки 2. Як тільки частота обертання n збільшиться і перевищить значення ($n_{\text{від}} = n_{\text{зак}}$), протипомпажний автомат спрацює на закриття вікон. При цьому нова потрібна витрата палива $G_{п.п}$ для роботи із закритими вікнами стає більшою за наявну, в зв'язку з чим частота обертання зменшуватиметься і при досягненні значення $n_{\text{від}}$ вікна знову відкриваються і т. д.

У випадку повільного збільшення частоти обертання за тих же умов налаштування вікна закриються в точці 3. При цьому регулятор $G_p = \text{const}$ забезпечує витрату палива, що відповідає налаштуванню $\alpha_{ВКД2}$. Оскільки після закриття вікон $G_{п.п}$ у точці 1 більше $G_{п.п}$ в точці 3, частота обертання зменшуватиметься в напрямку точки 4, що викличе після закриття вікон їх відкривання з наступним збільшенням частоти обертання і закриванням вікон і т. д.

Явища повторного спрацювання протипомпажних автоматів під час роботи АС не буде при досить швидкому переміщенні ВКД або введенні гістерезису в настроювання автомата, тобто за умови $n_{\text{зак}} > n_{\text{від}}$. Величина гістерезису $\Delta n = n_{\text{зак}} - n_{\text{від}}$ вибирається на основі аналізу характеристик, показаних на рис. 9.3, б, і повинна бути такою, щоб значення частоти обертання $n_3 = n_{\text{зак}}$ було більше n_2 , а n_4 — більше $n_{\text{від}}$.

Явища автоколивань в АС керування перепусканням повітря може виникнути і під час роботи протипомпажного автомата разом з регулятором частоти обертання $n = \text{const}$, якщо протипомпажний автомат налаштований на частоту обертання $n_{\text{від}} = n_{\text{зак}}$ (рис. 9.4, а).

При повільному дроселюванні в точці 1, що відповідає $n_{\text{від}}$ і значенням потрібної і наявної витрати палива $G_{\text{п.н}}$, вікна відкриються.

Після відкриття вікон перепускання повітря потрібна витрата палива для роботи двигуна відповідатиме точці 2 на пунктирній лінії, а наявна — точці 1. Унаслідок того, що з'явилася надлишкова витрата палива, частота обертання ротора збільшуватиметься. Регулятор частоти обертання, будучи налаштованим на задане значення, що відповідає $n_{\text{зак}} > n_{\text{від}}$, зменшує витрату палива по спіральній лінії 1– α –2. Як тільки частота обертання перевищить значення, що відповідає точці α , яка лежить на межі зони нечутливості автомата перепускання, останній спрацює на закриття вікон. Після цього частота обертання зменшуватиметься із наступним відкриттям вікон у точці 1. Значить, автоколивання виникнуть, коли закидання частоти обертання $\Delta n_{\text{зак}}$ в перехідному процесі буде більше від нечутливості автомата перепускання $\Delta n_{\text{н}}$. Автоколивання неможливі за наявності гістерезису в налаштуванні автомата:

$$\Delta n_{\Gamma} = (n_{\text{зак}} - n_{\text{від}}) > n_{\text{зак}},$$

тобто при закритті вікон перепускання в точці 3 (рис. 9.4, б).

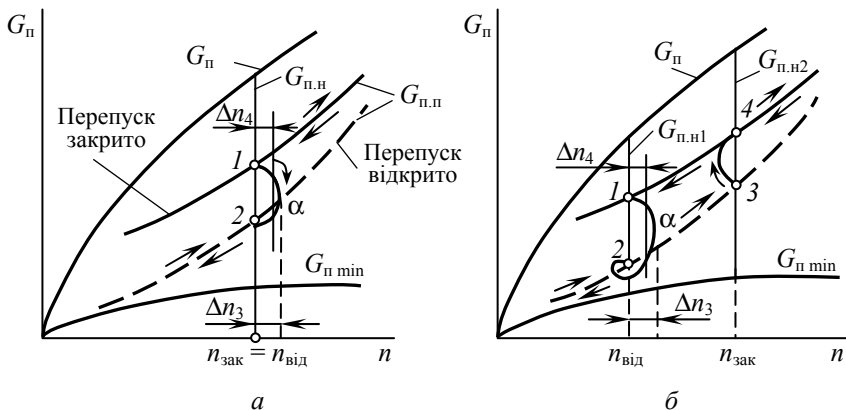


Рис. 9.4. Спільна робота АС керування перепусканням повітря з компресора і регулятора $n = \text{const}$:
а — без гістерезису; б — з гістерезисом

На рис. 9.5 показано зміну ступеня підвищення тиску p_k^* за частотою обертання $n_{пр}$ при закритому і відкритому перепусканні повітря для сталих режимів роботи.

Із рисунка видно, що автомат перепускання, налаштований на значення $\pi_{\text{к.спр}}^* = \pi_{\text{к.від}}^* = \pi_{\text{к.зак}}^*$, відкриває перепускання повітря за приведеною частотою обертання ротора $n_{\text{пр}} = n_{\text{від}}$, а закриває за $n_{\text{пр}} = n_{\text{пр.зак}}$, яка суттєво перевищує значення $n_{\text{від}}$.

Зміна π_k^* за дроселювання відбувається по лінії $a-f-b-c-d$, а за прийманості — по лінії $d-c-e-f-a$. Таким чином, зі спрацюванням автомата перепускання проявляється природний гістерезис за частотою обертання $\Delta n_{п.г} = n_{пр.зак} - n_{від}$.

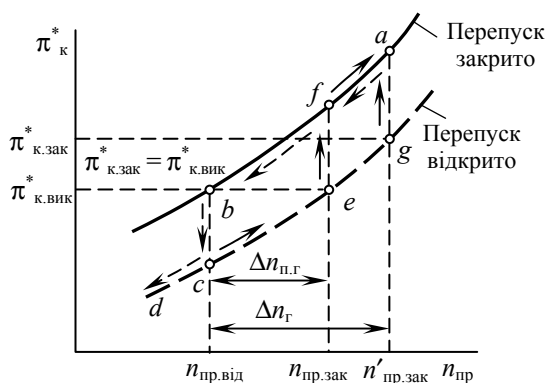


Рис. 9.5. Характеристика спрацювання автомата перепускання повітря з компресора за π_K^*

У деяких випадках величина природного гістерезису виявляється недостатньою для того, щоб виключити «хляпання» клапанів перепускання, у зв'язку з чим доводиться вводити штучний гістерезис.

Штучний гістерезис забезпечується, як правило, введенням у конструкцію автомата перепускання гістерезисного клапана або жиклера, який забезпечує $\pi_{\text{к.зак}}^* > \pi_{\text{к.від}}^*$ у випадку, який розглядається (рис. 9.5), величина сумарного гістерезису за частотою обертання ротора підвищується до $\Delta n_{\Gamma} = n_{\text{зак}} - n_{\text{від}}$.



9.3. Приклади автоматизації керування перепусканням повітря з компресорів

В АС керування перепусканням повітря за фізичною частотою обертання (рис. 9.6) входять відцентровий датчик частоти обертання A , двопозиційний клапан B і клапан перепускання повітря B , який виконує роль КП. При цьому відцентровий датчик кінематично з'єднаний з ротором двигуна і використовується для перетворення постійного тиску командної рідини (наприклад, масла) $p_{вх}$ у редуційований $p_{ред}$, пропорційний квадрату частоти обертання приводу. Двопозиційний датчик B в АС перепускання повітря здійснює видачу гідравлічних сигналів (робочого тиску масла) в механізми клапанів перепускання повітря із компресора за заданою фізичною частотою обертання ротора двигуна.

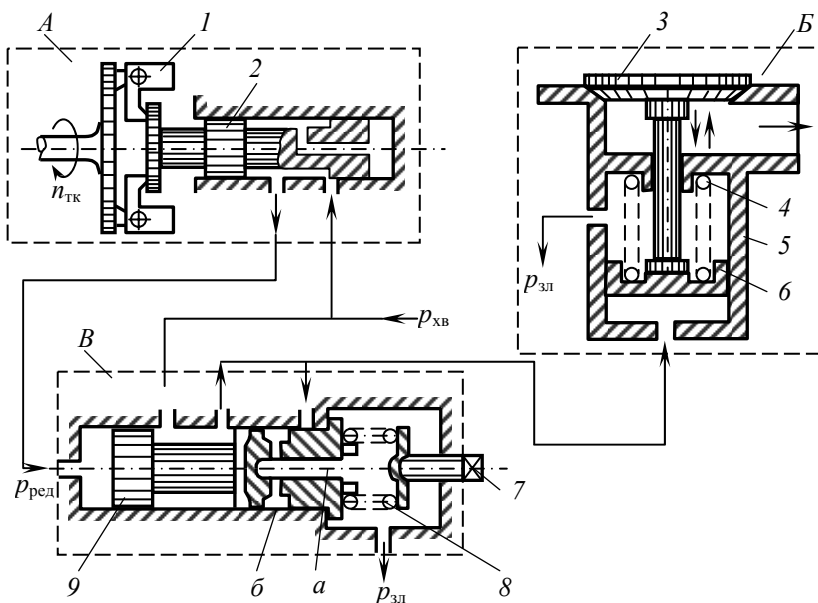


Рис. 9.6. Принципова схема АС керування перепусканням повітря з компресора за сигналом датчика частоти обертання ротора двигуна:

1 — відцентрові тягарці; $2, 9$ — золотник; 3 — протипомпажний клапан; $4, 8$ — пружини; 5 — корпус клапана; 6 — поршень; 7 — гвинт регулювальний

Система працює так: під час запуску двигуна двопозиційний давач командного агрегата направляє під поршень клапана перепускання повітря 3 з компресора. При цьому клапан буде відкритий і повітря з компресора перепускатиметься в атмосферу.

При досягненні частоти обертання $n_{\text{вкл}}$ сила від $p_{\text{ред}}$ стає більшою від сили пружини 8 і $p_{\text{зл}}$. При цьому золотник 9 почне переміщуватися праворуч. Щойно торець золотника 9 відійде від свого упора, площа, на яку діяв тиск $p_{\text{зл}}$, зменшиться, внаслідок чого сила на торець золотника різко зменшиться і золотник швидко переміститься праворуч до упора. У цьому разі масло з-під поршня 6 через радіальні отвори в й осьовий отвір a , виконані в золотнику 9, надійде на злив.

Під дією пружин 4 клапани перепускання повітря закриваються і далі залишаться закритими до максимального режиму. При зупиненні двигуна частота обертання ротора $n_{\text{тк}}$, знижуючись, стає нижчою від $n_{\text{вкл}}$, тобто нижчою від чистоти настроювання АС керування перепусканням на закриття клапанів. Проте клапани перепускання повітря залишаються закритими майже до повної зупинки двигуна. Це відбувається тому, що золотник 9 двопозиційного давача при зменшенні $n_{\text{тк}}$ весь час утримується в крайньому правому положенні внаслідок зниження тиску на торець золотника від тиску в лінії зливу $p_{\text{зл}}$, при зменшенні площі, на яку він діє.

Цим забезпечується гістерезис за частотою обертання в спрацюванні клапанів перепускання повітря при їх відкриванні і закриванні.

Автоматичну систему керування перепусканням повітря за приведеною частотою обертання $n_{\text{пр}}$ показано на рис. 9.7.

В АС керування перепусканням повітря входять температурний датчик A , клапани перепускання B і датчик приведеної частоти обертання B . Відцентровий датчик, що входить у конструкцію датчика приведеної частоти обертання, приводиться від ротора двигуна. При обертанні тягарців відцентрового датчика виникає відцентрова сила, яка через штовхач 17 і систему важелів 18 і 11 множить його механізму передається на золотник клапана командного тиску 9.

Зверху на клапан 9 діє сила тиску робочої рідини (наприклад, масло або рідке паливо) $p_{\text{ком}}$, що надходить від клапана постійного тиску (КПТ), який входить у САК двигуном. Оскільки прохід масла від КПТ у порожнину над золотником 9 здійснюється через дросельовальний отвір, то завжди $p_{\text{ком}} < p_{\text{к.п.т.}}$.

На схемі відцентровий датчик 14 показаний у рівноважному положенні, коли відцентрова сила тягарців датчика, приведена до осі золотника, врівноважується тиском масла над золотником, пропорційним квадрату частоти обертання ротора двигуна.

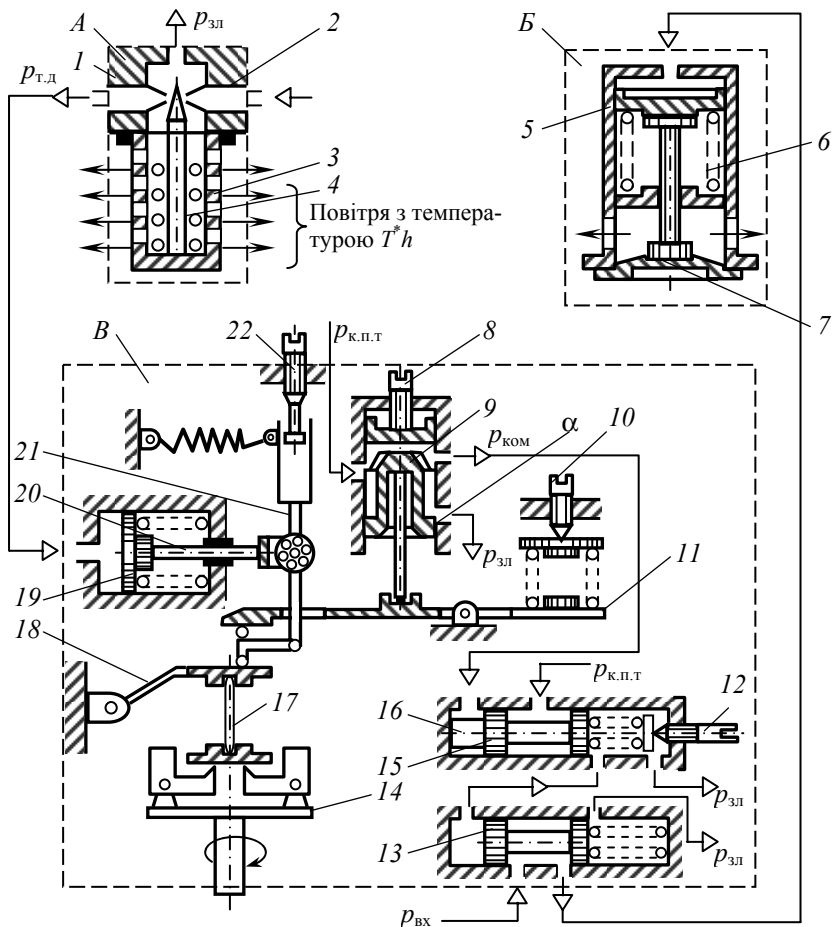


Рис. 9.7. Принципова схема АС керування перепусканням повітря з компресора за сигналом датчика приведеної частоти обертання ротора двигуна:

- A* — датчик температурний; *B* — клапан протипомпажний;
B — датчик приведеної частоти обертання; 1 — сопло приймальне;
 2 — сопло подавальне; 3 — стальна трубка; 4 — стрижень молибденовий;
 5, 19 — поршень; 6 — пружина; 7, 9 — клапан;
 8, 10, 12, 22 — гвинт регулювальний; 11, 18, 21 — важіль;
 13, 15 — золотник; 14 — датчик відцентровий; 16 — упор;
 17 — штовхач; 20 — шток

При збільшенні частоти обертання ротора збільшується відцентрова сила тягарців датчика 14. Рівновага сил, які діють на золотник клапана 9, порушується. Золотник переміщується вгору, одночасно зменшуючи переріз отвору α для масла, яке зливається $p_{зл}$. Тиск масла $p_{ком}$ за клапаном 9 збільшуватиметься доти, доки зростаюча сила від його дії на верхній торець золотника не компенсує приведену відцентрову силу тягарців датчика. Аналогічно, але в зворотній послідовності, відбувається процес зміни тиску $p_{ком}$ при зниженні частоти обертання ротора двигуна.

Для отримання командного тиску $p_{ком}$, пропорційного приведеній частоті обертання ротора, необхідно вводити додаткове коригування за температурою повітря T_h^* на вході в двигун. Відповідний коригувальний сигнал виробляє температурний датчик А через помножувальний механізм датчика приведеної частоти обертання В.

Температурний датчик, установлений у вхідному пристрої двигуна, і його термoeлемент омиваються потоком повітря з температурою T_h^* , яке надходить у двигун. Особливістю датчика є використання в ньому швидкодіючого ділатометричного елемента у поєднанні з гідравлічним перетворювачем. Керувальний сигнал від температурного датчика надходить до датчика приведеної частоти обертання у вигляді командного тиску масла $p_{т.д.}$, редуційованого в гідроперетворювачі з постійного тиску $p_{к.п.т} = \text{const}$, що підводиться до температурного датчика.

Гідроперетворювач складається із приймального 1 і подавального сопел 2 та молібденового стрижня 4 ділатометричного термoeлемента. Як відомо, молібден має приблизно втричі менший за сталь коефіцієнт температурного розширення. Тиск палива в приймальному соплі визначається положенням кінця стрижня 4 відносно осі сопел.

При підвищенні температури повітря T_h^* унаслідок різниці коефіцієнтів лінійного розширення молібденового стрижня 4 і сталюї трубки 3 кінець стрижня переміщується вниз, відкриваючи приймальне сопло 1, у результаті чого підвищується командний тиск $p_{т.д.}$. Зі зниженням температури T_h^* відбувається зворотний процес.

Таким чином, з підвищенням температури повітря збільшується тиск $p_{т.д.}$ і поршень 19, переборюючи зусилля пружини датчика, переміщується вправо (за схемою) разом зі штоком 20. При цьому шток повертає важіль 21 відносно опори регульовального гвинта 22 проти годинникової стрілки, а разом з ним зміщує вправо каретку помножувального механізму. У результаті переміщення каретки на важелі 18 збільшується плече сили, зумовлене дією відцентрової сили тягарців датчика 14. Одночасно зменшується плече прикладання сили до важеля 11. Як наслідок зменшується сила, приведена до осі

золотника клапана 9, що призводить до зниження командного тиску $p_{\text{ком}}$. При зменшенні температури повітря T_h^* процес відбувається у зворотному порядку, що викликає збільшення командного тиску $p_{\text{ком}}$.

Командний тиск $p_{\text{ком}}$ від клапана 9 по каналах надходить під лівий торець командного золотника 15. На приведений частоті обертання ротора командний тиск $p_{\text{ком}}$ сягає тиску спрацьовування золотника 15, який переміщується в крайнє праве положення, відкриваючи своєю проточкою доступ масла з тиском $p_{\text{ком}} = \text{const}$ під торець виконувального золотника 13. Цей золотник зміщується вправо і перекриває доступ масла $p_{\text{вх}}$ у робочу порожнину гідроциліндрів клапанів перепускання повітря Б, одночасно з'єднуючи її з лінією зливу. Унаслідок цього під дією зусилля пружини б відбувається закриття клапана 7, у результаті припиняється перепускання повітря з компресора. З повільним зниженням режиму на приведений частоті обертання ротора командний тиск $p_{\text{ком}}$ зменшується до величини, за якої золотник 15 під дією пружини повертається у вихідне положення. Це зумовлює переміщення виконувального золотника 13 у крайнє ліве положення, а це, у свою чергу, — до переміщення поршня 5 і відкриття клапана 7 на перепускання повітря із компресора.

При повільному зниженні режиму роботи двигуна шляхом повільного переведення ВКД на зменшення режиму повторного спрацьовування клапанів перепускання повітря не відбувається. Це пояснюється тим, що регулятор частоти обертання ротора, який входить у САК двигуном, при повільному переміщенні ВКД встигає міняти подавання палива в напрямку підтримання заданої частоти обертання, що відповідає положенню ВКД.

Під час різкого скидання газу гістерезис у спрацьовуванні клапанів перепускання на закривання і відкривання досягається за рахунок зміни зусилля від тиску масла $p_{\text{ком}}$ на лівий торець золотника 15, що відбувається внаслідок зміни площі торця золотника в момент його відриву від упору 16 при переміщенні вправо. Завдяки збільшенню площі торця золотника 15 його повернення у вихідне положення, тобто вліво, відбувається при меншому тиску $p_{\text{ком}}$ і меншій частоті обертання ротора.

Недоліком АС перепускання повітря залежно від $n_{\text{пр}}$ є мала статична точність, зумовлена труднощами вимірювання температури T_h^* унаслідок інерційності температурного датчика і впливу температури корпусу двигуна на величину вимірюваної температури T_h^* .

Зміна $n_{\text{пр}}$ спрацьовування автомата внаслідок нагромадження помилок може призвести до можливості виникнення нестійкої роботи компресора на знижених режимах.

У зв'язку із зазначеними недоліками АС перепускання повітря залежно від $n_{\text{пр}}$ останнім часом почали застосовувати АС, що працюють за величиною ступеня підвищення тиску повітря в компресорі π_k^* . Принципову схему такої АС показано на рис. 9.8.

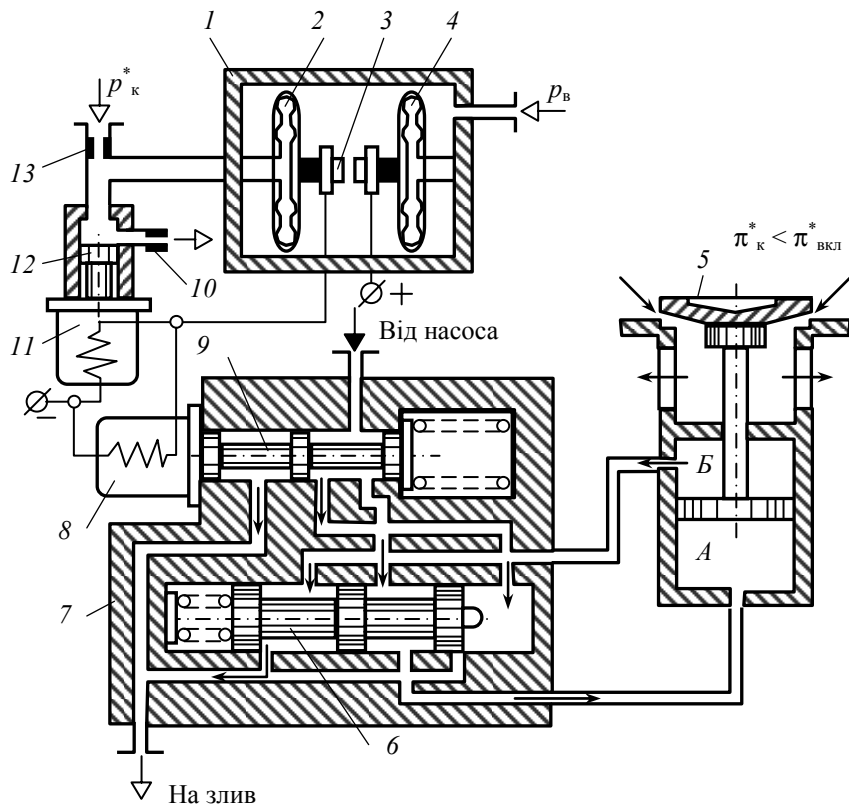


Рис. 9.8. Принципова схема АС керування перепусканням повітря з компресора за сигналом датчика π_k^* :

- 1 — датчик; 2 — сифон; 3 — контакти; 4 — анероїд;
- 5 — клапан перепускання повітря; 6, 9 — золотник;
- 7 — керувальний пристрій; 8, 11 — соленоїд;
- 10, 13 — жиклер; 12 — клапан

Схема складається із датчика 1, що вимірює π_k^* , керувального пристрою 7 і клапана перепускання повітря 5. Чутливим елементом у системі є датчик 1, який складається із сифона 2 і анероїда 4. Усередину сифона підводиться повний тиск повітря за компресором p_k^* , а в порожнину камери, в якій розміщено сифон, —

тиск повітря на вході в компресор p_h^* . До торців сильфона і анероїда прикріплені контакти 3, що вмикають електричне коло живлення соленоїда 8. Жорсткість сильфонної і анероїдної коробок підібрана так, що при $\pi_k^* < \pi_{k, \text{BM}}^*$ контакти 3 розімкнені, при цьому електричне коло живлення соленоїда 8 буде вимкнено.

У цьому випадку забезпечується підведення робочої рідини в порожнину праворуч від керувального золотника 6, останній зміщується ліворуч (за схемою), забезпечуючи надходження робочої рідини в порожнину А клапана перепускання повітря 5. При $\pi_k^* = \pi_{k, \text{BM}}^*$ контакти 3 замкнуться й увімкнуть ланцюг живлення соленоїда 8. Золотник 9 під дією зусилля від соленоїда переміститься вправо. При цьому порожнина праворуч від золотника 6 з'єднається зі зливом і під дією зусилля порожнини золотник 6 зміститься вправо, з'єднуючи нижню порожнину А клапана перепускання зі зливною магістраллю, а верхню порожнину Б — з підведенням робочої рідини, що зумовить до закриття перепускання повітря з компресора. У такому положенні клапан 5 перебуватиме, доки $\pi_k^* > \pi_{k, \text{BM}}^*$.

В АС перепускання повітря із компресора гістерезис у спрацюванні на закриття і відкриття клапанів перепускання забезпечується через уведення спеціального редуктора тиску повітря, керованого гістерезисним клапаном 12. Цей клапан відкритий, коли відкриті вікна перепускання повітря, тобто при розімкнених контактах 3 електричного кола живлення соленоїда 11. У такому положенні клапан 12 забезпечує через жиклер 10 часткове стравлювання повітря з магістралі підведення тиску p_k до датчика ступеня підвищення тиску. Під час спрацювання датчика на закривання клапана перепускання повітря для замикавання контактів при стравлюванні, очевидно, потрібне буде більше значення p_k^* , тобто спрацювання відбудеться при більшому значенні $\pi_k^* = \pi_{k, \text{ВМК}}^*$.

Зміна π_k^* за $n_{\text{пр.кп}}$ з наростанням частоти обертання здійснюватиметься в цьому разі по лінії $d-c-e-q-a$ (див. рис. 9.5), і закривання перепускання повітря відбудеться при $n'_{\text{зак}} > n_{\text{зак}}$. Разом із закриванням вікон перепускання відбудеться і закривання гістерезисного клапана 2. Унаслідок цього стравлювання повітря із магістралі до датчика π_k^* припиниться.

За зменшенням частоти обертання ротора компресора автомат спрацює на відкриття вікон перепускання при попередніх значеннях $\pi_{k, \text{спр}}^*$ і $n_{\text{пр.від}}$.

Розглянута АС перепускання повітря відносно проста за конструкцією безінерційна і забезпечує закон керування, близький до оптимального.



9.4. Автоматичні системи поворотних лопаток статора осьового компресора

Для поліпшення характеристик високонапірних компресорів на нерозрахункових режимах застосовуються поворотні лопатки статора. У зміні кутів установки лопаток статора при відхиленні режиму роботи від розрахункового мають потребу насамперед перші й останні ступені компресора, бо саме між ними виникає найбільша неузгодженість.

На рис. 9.9, а показано схему ступеня з поворотними лопатками статора і напрямок відліку встановлювального кута $\varphi_{\text{НА}}$. Для загального випадку, коли всі лопатки статора поворотні, при зменшенні $n_{\text{р}}$ лопатки ВНА, НА групи перших ступенів повертаються на від'ємні кути $\varphi_{\text{НА}}$ (рис. 9.9, б), а групи останніх ступенів — на додатні кути $\varphi_{\text{НА}}$, причому потрібні кути повороту зростають від середніх ступенів до крайніх. Існуючі АС поворотних лопаток реалізують як ступінчасті 1, так і безперервні 2 закони керування залежно від n , $n_{\text{пр}}$ або π^*_k .

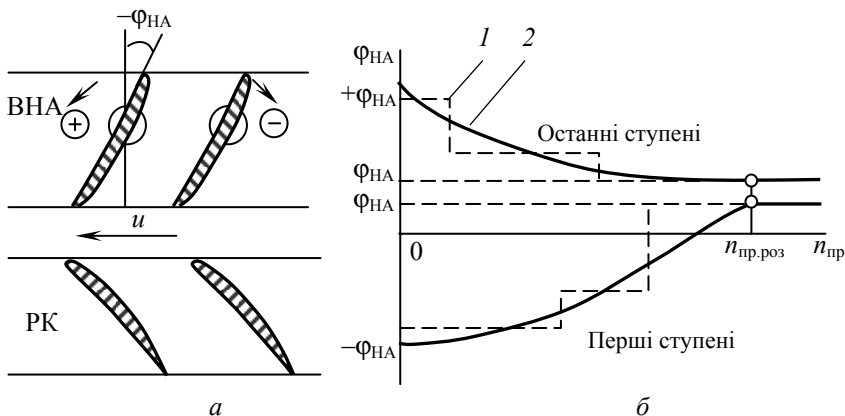


Рис. 9.9. Керування поворотними лопатками осьового компресора:

- 1 — ступінчастий закон керування поворотними лопатками;
- 2 — безперервний закон керування поворотними лопатками

Безперервна зміна $\varphi_{\text{НА}}$ групи перших ступенів доцільна лише в області знижених $n_{\text{пр}}$, де запас газодинамічної стійкості компресора ΔK_c визначається його першими ступенями. Найбільший ефект досягається одночасним поворотом лопаток статора кількох перших і кількох останніх ступенів. При такій механізації поряд зі збільшенням ΔK_c досягається збільшення напірності, витрати повітря і коефіцієнта корисної дії компресора, що суттєво поліпшує характеристики ГТУ.

Як правило, до складу АС управління НА входять агрегат управління регулювальним направляючим апаратом, лопатки направляючого апарата і система сигналізації положення лопаток НА. Нижче наведено приклад принципової схеми агрегата управління НА, установлений на ГТУ НК-16СТ.

Агрегат складається з таких вузлів (рис. 9.10):

- повітряного редуктора з ежектором;
- мембрани з важільно-клапанним механізмом;
- розподільного золотника;
- виконавчого механізму;
- кінцевого вимикача.

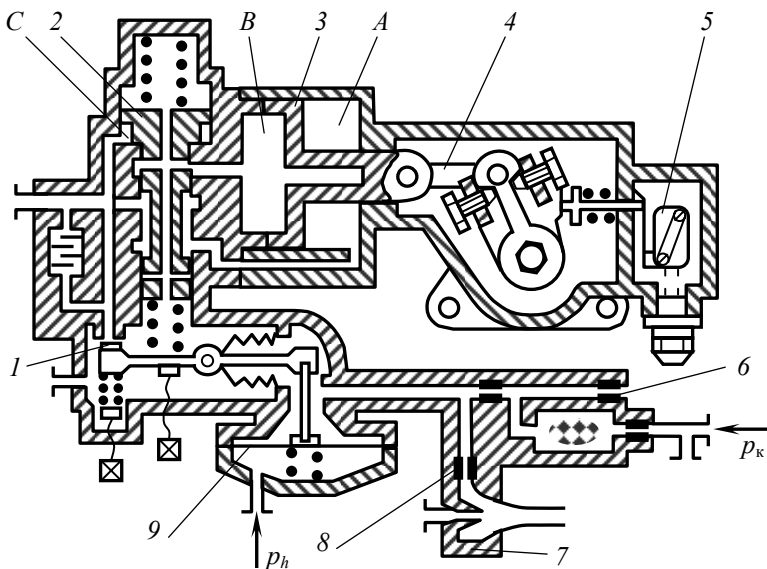


Рис. 9.10. Агрегат управління регулювальним направляючим апаратом:

- 1 — плоский клапан; 2 — розподільний золотник; 3 — силовий поршень;
 4 — важільно-штановий механізм; 5 — кінцевий вимикач;
 6 — змінний жиклер; 7 — ежектор; 8 — вихідний жиклер;
 9 — мембрана; A, B, C — порожнина

Повітряний редуктор являє собою проточну камеру з системою із чотирьох жиклерів, до яких через фільтр підводиться повітря від КВТ (p_k). У повітряному редукторі здійснюється редукування тиску p_k до тиску p'_k , що впливає на чутливу мембрану 9, зв'язану з важільно-клапанним механізмом управління розподільним золотни-

ком 2. З іншого боку на мембрану діє атмосферний тиск p_h . Ступінь редукування (відношення тисків p_k/p'_k) при забезпеченні надкритичного перепаду на жиклерах редуктора однозначно визначає відношення діаметрів жиклерів.

Для забезпечення надкритичного перепаду за вихідним жиклером 8 редуктора встановлений ежектор 7, активним повітрям для якого є повітря із-за КВТ. При цьому надкритичний перепад забезпечує незалежність налаштування редуктора від тиску навколишнього середовища.

Таким чином, тиск p'_k лінійно залежить від p_k . Залежно від перепаду тиску $p_h - p'_k$ на мембрані 9 управляючий плоский клапан 1 розподільного золотника 2 може бути відчинений чи зачинений.

З тиском повітря p_k , меншим від тиску p_h , мембрана забезпечує відчинене положення плоского клапана. При цьому розподільний золотник під дією власної пружини перебуває в положенні, забезпеченому підведенням робочого тиску масла від нагнітального насоса до робочої порожнини А виконувального механізму, тиск у якому переміщує силовий поршень 3 і важільно-шатунний механізм 4 в положення «ЗАЧИНЕНО». При цьому РНА перебуватиме в пусковому положенні, а з кінцевого вимикача 5 агрегата видається сигнал для контролю положення РНА.

У разі збільшення режиму роботи двигуна зростає тиск p_k і, відповідно, тиск p'_k .

При тиску p'_k близькому p_n , мембрана 9 через важільний механізм зачиняє плоский клапан 1. Тиск у керувальній порожнині С розподільного золотника 2 підвищується.

Подолавши зусилля пружини, золотник під дією цього тиску переміщується і з'єднує робочу порожнину А виконувального механізму зі зливом, а в робочу порожнину В при цьому надійде масло з робочим тиском. Поршень переміщується в положення «ВІДЧИНЕНО», переводячи за допомогою важільно-шатунного механізму 4 РНА в робоче положення.

Контакти кінцевого вимикача 5 при цьому розмикаються. Налаштування повітряного редуктора на заданий тиск спрацювання p_k здійснюється підбором змінного жиклера 6.

При спрацюванні АС ступінь стискання компресора p_k/p_n стає рівним налаштованому ступеню редукування p_k/p'_k .

Оскільки існує однозначна залежність між $n_{нд.пр}$ і ступенем стискання компресора, переналаштовування РНА контролюється за частотою обертання $n_{нд.пр}$.



9.5. Автоматичні системи сигналізації і захисту від помпажу

Для попередження помпажного зриву і самовимикання двигуна в системах автоматизації осьовими компресорами останнім часом використовуються сигналізатори помпажу.

Сигналізатор являє собою корпус 1 з двома порожнинами А і Б, розділеними пружною мембраною 2 з рухомим контактом 3 керувальним електричним колом (рис. 9.11).

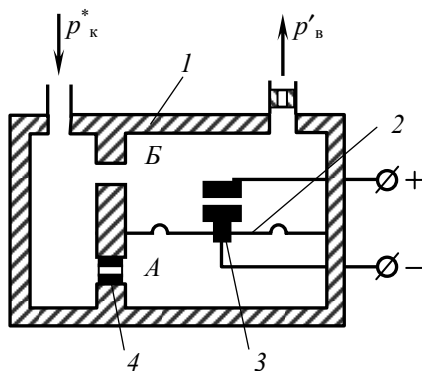


Рис. 9.11. Принципова схема сигналізатора помпажу:

1 — корпус; 2 — мембрана; 3 — контакт;
4 — жиклер; А, Б — порожнини

Зі зміною тиску за компресором p_k^* , завдяки наявності жиклера 4, тиск у порожнині А змінюватиметься з меншою швидкістю, ніж у порожнині Б.

Сигналізатор спрацьовує за наявності одночасно таких двох умов:

$$A_1 = \frac{\Delta p}{p_k^*} \leq -0,4 \quad \text{і} \quad A_2 = \frac{\Delta p}{p_k^* \Delta t} \leq -7,$$

де Δp — перепад тиску повітря за компресором, що виникає зі зміною режиму роботи двигуна або зовнішніх збурювальних дій; p_k^* — тиск повітря за компресором; Δt — інтервал часу, протягом якого відбувається зміна p_k^* .

У разі виконання обох умов мембрана 2 прогнеться вгору й рухомий контакт 3 замкне електричне коло. При замиканні електричного кола виробляються такі команди: перша — на вмикання сигнального табло, яке попереджує персонал про виникнення помпажу

компресора; друга — на зменшення подавання палива в камеру згоряння (подавання палива знижується на 50 % від поточного значення); третя — на вмикання системи запалювання, чим попереджується зривання полум'я в камері згоряння.

В умовах нормальної експлуатації ГТУ при безпомпажній роботі компресора навіть на режимі скидання газу величина $A \geq -1$. У зв'язку з цим сигналізатор помпажу забезпечує безпомилкове розпізнавання режиму нестійкої роботи компресора.

Автоматичні системи керування осьовими компресорами, які використовують розглянуті сигналізатори помпажу, застосовують, як правило, в автоматизації авіаційних двигунів, що забезпечує високі експлуатаційні характеристики цих двигунів у широкому діапазоні змін зовнішніх умов.



Література: [4].



Запитання і завдання для самоперевірки

1. Які завдання вирішуються засобами автоматизації компресорів?
2. Які закони керування протипомпажними автоматами використовуються в компресорах ГТУ?
3. Поясніть явище повторного спрацьовування протипомпажних автоматів.
4. Поясніть склад і принцип роботи АС керування перепусканням повітря з компресора за сигналом датчика частоти обертання ротора двигуна.
5. Поясніть склад і принцип роботи АС керування перепусканням повітря з компресора за сигналом датчика приведеної частоти обертання ротора двигуна.
6. Поясніть склад і принцип роботи АС керування перепусканням повітря з компресора за сигналом датчика π_k .
7. Поясніть склад і принцип роботи протипомпажного клапана ГТК-10-4.
8. Які закони керування використовуються в АС повороту лопаток статора компресора?
9. Поясніть склад і принцип роботи агрегата керування ВНА компресора ГТУ НК-16СТ.
10. Поясніть схему і принцип роботи сигналізатора помпажу.



10. СИСТЕМА КЕРУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВИХ НАГНІТАЧІВ

Система керування відцентрових нагнітачів підтримує задане перевищення тиску ущільнювального масла над тиском газу, а також формує імпульс для протипомпажного захисту. Для попередження контакту обертових і нерухомих деталей у випадку осьового зміщення ротора, в системі керування нагнітачів включено реле осьового зсуву, робочим тілом для якого є масло, що підводиться із масляної системи турбогенератора (принцип роботи і особливості конструкції реле були розглянуті в розд. 7).



10.1. Система ущільнення нагнітача

Система ущільнення нагнітача запобігає проникненню газу через торцеве ущільнення на валу із нагнітача в приміщення компресорного цеху. Це забезпечується тим, що в камеру між торцевим ущільнювачем і опорною вставкою підшипника підводиться масло, тиск якого на 0,1...0,3 МПа більший від тиску газу в камері, яка розміщена до лабіринтового ущільнення. Система регулювання ущільненням нагнітача підтримує необхідне перевищення тиску ущільнювального масла над тиском газу. Нижче, як приклад, розглянуто систему ущільнення нагнітача Н-310-18 (рис. 10.1).

До опорного підшипника і до ущільнення нагнітача масло подається двома гвинтовими помпами 4, 5 з приводом від електродвигунів змінного струму. Одна з pomp є робочою, інша — резервною. До маслопомпи масло надходить із маслосистеми ГТУ з тиском 0,2...0,5 МПа. Усе масло від маслопомпи перш ніж потрапити на змазку опорної вставки підшипника й ущільнення пропускається через гідроакумулятор 2, що встановлений над нагнітачем на 2 м вище ущільнювальної камери. Гідроакумулятор забезпечує ущільнення і змазку протягом 10 хв у разі зупинки маслопомпи ущільнення, викликаній відсутністю електроживлення двигунів. Цього часу достатньо для аварійної зупинки ГПА і стравлювання газу з нагнітача. Постійна різниця тиску масла і газу (перепад «масло–газ») підтримується регулятором перепаду тиску 3 за рахунок зливу частини масла, яке нагнітається маслопомпою ущільнення, в лінію перед маслоохолоджувачем.

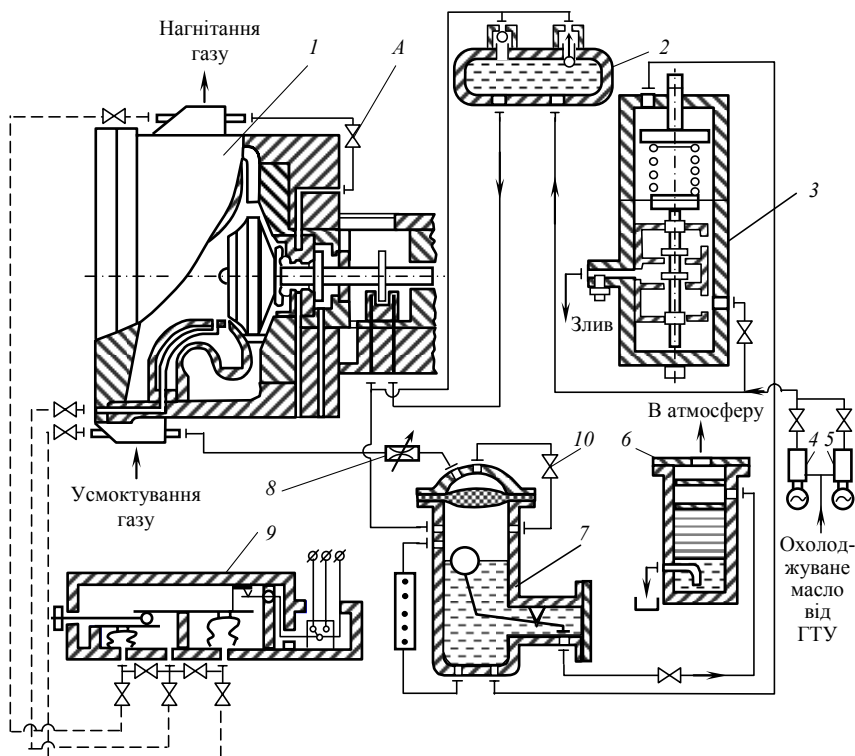


Рис. 10.1. Система ущільнення опори газового нагнітача Н-370-18-1:

1 — нагнітач; 2 — гідроакумулятор; 3 — клапан перепаду тиску;
4, 5 — маслопомпа ущільнення; 6 — газовідокремлювач; 7 — поплавкова камера; 8 — дросель; 9 — сигналізатор помпажу; 10, А — вентиль

У відцентровому нагнітачі ущільнювальне масло проходить в основному через опорну вставку підшипника й частково через торцеве ущільнення в маслозбірну камеру, що перебуває під тиском газу. З неї масло стікає в поплавкову камеру 7 і в міру її заповнення відводиться в газовідокремлювач 6. У газовідокремлювачі масло розбивається на тонкі струмені й розтікається по перегородках, на яких проходить виділення розчиненого в маслі газу. Чисте масло осідає в нижній частині газовідокремлювача, і через гідрозатор направляється в маслобак. А газ, що виділяється із масла, відводиться через свічу в атмосферу. Для зменшення втрат масла із маслозбірної камери в бік колеса нагнітача і далі в газопровід із поплавкової камери відводять невелику кількість газу в усмоктувальний патрубок нагнітача. Кількість газу, що відводиться, регулюють

дроселем 8. У результаті утворюється потік газу, який втягує масло із маслозбірної камери в поплавкову. Фільтр, установлений у верхній частині поплавкової камери, перешкоджає винесенню масляних випарів у всмоктувальний патрубок нагнітача. У разі забруднення фільтра навколо нього передбачений обвід через вентиль. Щоб масло в поплавковій камері не переохолоджувалось, особливо в зимовий період, у середину лабіринтного ущільнення добавляється тепліший газ із патрубка нагнітача. Кількість цього газу регулюють вентилем А.

Робота системи підтримки перепаду «масло–газ» на ущільненні опори здійснюється так. Спочатку запуску ГПА, коли нагнітач не заповнений газом, вмикається одна з pomp ущільнення. Проходить заповнення гідроаккумулятора маслом. Кульковий і поплавковий клапани у верхній частині гідроаккумулятора не перешкоджають витісненню повітря через ущільнювальну камеру в нагнітач і далі через відкритий кран на свічі в атмосферу. Металева кулька не може піднятися вгору потоком повітря й притиснутись до сідла, а поплавковий клапан утримує свій клапан у відкритому положенні. Доки йде заповнення гідроаккумулятора, отвір для зливу масла в регуляторі перепаду тиску перекритий, бо тиск масла за маслопомпою ущільнення ще малий, і не може пересилити натяг пружини регулятора.

Після заповнення гідроаккумулятора спочатку закривається поплавковий клапан, а потім кульковий. Останній закривається, оскільки потік масла здатен підхопити кульку й притиснути до сідла. Тиск за помпою починає підніматися, мембрана регулятора перепаду тиску переставляє золотник угору, відкривається злив масла з лінії нагнітання. Зі зростанням тиску масла збільшується його протікання через зазори торцевого ущільнення. Масло, яке протікає, надходить до поплавкової камери й далі через газовідокремлювач до маслобака. За відсутності надлишкового тиску газу в порожнині нагнітача та нормальних зазорах у торцевому ущільненні тиск ущільнювального масла сягає 1,2 МПа, що регулюється дросельним гвинтом у регуляторі перепаду тиску. Із заповненням нагнітача газом та підвищенням тиску в його порожнині мембрана регулятора зміщується донизу, золотник перекидає свій зливний отвір і тиск масла за насосом підвищується. Завдяки наявності пружини в регуляторі, тиск масла буде завжди більшим від тиску газу на 0,1...0,3 МПа. Про якість роботи ущільнення можна судити за інтенсивністю потрапляння масла до поплавкової камери. З цією метою закривають вентиль на лінії випускання масла до газовідокремлювача та спостерігають за показником рівня, як швидко набирається масло у поплавковій камері. Робота ущільнення буде нормальною, якщо підняття рівня на 10 мм відбудеться за час не менше ніж 20 хв.



10.2. Сигналізатор помпажу

Помпаж відцентрового нагнітача є періодичною зміною витрати газу навіть до протитечії, супроводжується акустичними ударами й призводить до руйнування підшипників, що покривають диски коліс. Зміна навантаження на нагнітач, зумовлена помпажними поштовхами, викликає коливання частоти обертання, що може спричинити змушену зупинку через спрацювання автоматів безпеки або через перевищення температури газів перед турбіною.

Виявлення помпажного режиму роботи нагнітача здійснюється сигналізатором помпажу. Він сприймає імпульси за перепадом на входному конфузорі й різницю тисків на нагнітачі. Принципову схему сигналізатора показано на рис. 10.1. До складу сигналізатора входять сильфони, важільний механізм, коректор і кінцевий вимикач.

Під дією різниці тисків на конфузорі

$$\Delta H = p_{\text{вс}(+)} - p_{\text{вс}(-)},$$

залежно від витрати газу через нагнітач і різниці тисків між нагнітанням і всмоктуванням нагнітача

$$\Delta p = p_h - p_{\text{вс}(-)},$$

сильфони сигналізатора набирають зусиль, які порівнюються на його важільній системі. Сигналізатор відтворює характеристику

$$\Delta p = k \Delta H,$$

де k — коефіцієнт пропорційності, залежний від положення коректора.

Під це рівняння підпадає й границя помпажу нагнітача. Змінюючи положення коректора, налагоджують сигналізатор на видавання сигналу в разі наближення режимів роботи нагнітача до помпажної зони.



Література: [3].



Запитання і завдання для самоперевірки

1. Призначення системи ущільнення опор газового нагнітача.
2. Перелічить агрегати, що входять до системи ущільнення опор нагнітача Н-370-18-1.
3. Поясніть роботу системи ущільнення опор під час запуску ГПА, а також при заповненні порожнини нагнітача газом.
4. Поясніть призначення та принцип роботи поплавкової камери і газовідділювача.
5. Поясніть призначення гідроакумулятора та особливості його заповнення.
6. Поясніть принцип роботи сигналізатора помпажу.



11. СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ТЕМПЕРАТУРОЮ МАСЛА

Стала та надійна робота газоперекачувальних агрегатів можлива тільки при стабільній роботі допоміжних систем: водо-, масло-, енерго- й паливоподавання, системи регулювання та ін. Система маслостачання, що включає теплообмінники для охолодження масла, є однією з найважливіших. У процесі роботи ГТУ масло інтенсивно нагрівається внаслідок значних тепловиділень турбіни в систему змащення, оскільки конструктивно турбіна виконана так, що багато внутрішніх деталей, які нагріваються, охолоджуються маслом. Система змащення, що включає теплообмінне устаткування, трубопроводи із запірною апаратурою, розширювальні ємності, насоси й вентилятори, повинна забезпечувати номінальний температурний режим роботи агрегата в цілому. Спосіб охолодження й конструкції апаратів охолодження в ГТУ пов'язаний з теплонавантаженістю агрегата та його надійністю.

На компресорних станціях використовуються два типи систем охолодження масла: градирні й апарати повітряного охолодження (АПО — масла).

Сьогодні градирні рідко використовуються на КС, головним чином через труднощі їх експлуатації в зимовий період, коли починається інтенсивне їх зледеніння, що призводить до зниження надходження повітря в градирню й, як наслідок, підвищення температури масла. Крім того, застосування градирень викликає необхідність на належному рівні підготування води, підвищену витрату води, а також значні витрати на проведення профілактичних ремонтів градирень.

У системах АПО масла використовуються схеми з безпосереднім охолодженням масла й схеми з використанням проміжного теплоносія.

Сьогодні АПО широко застосовуються на всіх типах станцій у газовій промисловості, нафтовій, нафтопереробній та ін. АПО включає такі основні вузли й агрегати: секції теплообмінних труб, вентилятори із приводом, дифузори й жалюзі, несучі конструкції, механізми керування. Теплообмінні трубчасті секції складаються з

оребrenих труб, камер підведення й відведення теплоносіїв, несучих елементів конструкції — рам жорсткості. Широко застосовуються на КС апарати з високим зовнішнім оребrenням труб. Усередині труб для збільшення тепловіддачі встановлюються турболізатори потоку. Конструктивне виконання таких апаратів подано на рис. 11.1.

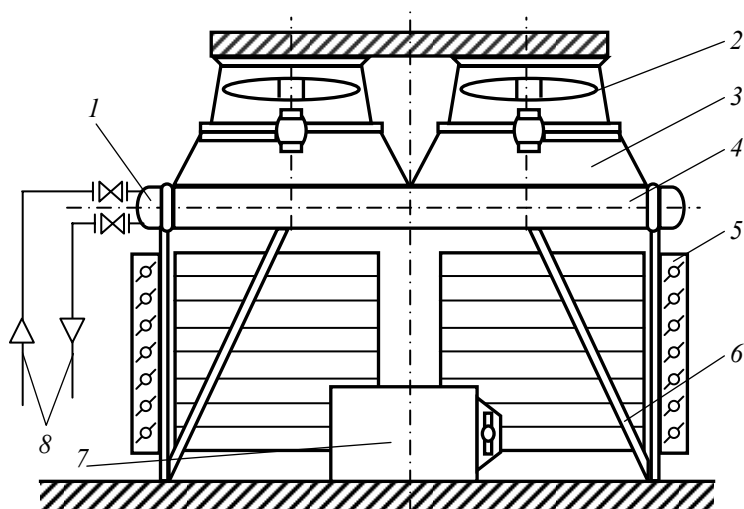


Рис. 11.1. Апарат повітряного охолодження:
 1 — камера підведення; 2 — вентилятор; 3 — секції апаратів;
 4 — охолоджувальна секція; 5 — жалюзійний механізм;
 6 — опорна конструкція; 7 — електропідігрівач масла;
 8 — підведення й відведення масла

Секції апаратів 3 складаються з горизонтально розміщених елементів охолодження 4, які змонтовані разом з жалюзійним механізмом 5 на сальній опорній конструкції 6.

Охолоджувальні елементи 4 мають у трубному просторі два ходи по маслу. Підведення й відведення масла до охолоджувальних елементів здійснюються по трубах 8. Над охолоджувальною секцією 4 для прокачування повітря встановлені два вентилятори 2. Як правило, усі ГПА в системі охолодження масла мають електропідігрівачі 7, які використовуються для попереднього підігріву масла в маслобачі перед пуском агрегата в роботу до 25...30 °С. Підігрівання масла в охолоджувальній секції при низькій температурі необхідне також для запобігання виходу з ладу трубної дошки, що через підвищений опір може деформуватися й у місці стикування її із секцією масло почне витікати.

Перепад температур масла на вході й виході ГПА, як правило, сягає величини 15...25 °С. Температура масла на зливі після підшипників має становити 65...75 °С. За температур нижчих 45 °С відбувається зрив масляного клина й робота агрегата стає несталою. За температури вище за 85 °С спрацьовує захист агрегата за високою температурою масла.

Наведені значення температур стосуються лише певних типів ГПА, експлуатованих на КС.

Теплообмінні трубчасті секції в АПО можуть розміщуватися горизонтально, вертикально, похило й зигзагоподібно. Найпоширенішими є АПО з горизонтальним розміщенням секції. Перевагами таких апаратів є простота монтажу й демонтажу секцій, забезпечення рівномірного розподілу повітря по площі секцій. Недолік — більша площа, займана ними на технологічній площадці.

Режим роботи АПО регулюється за кінцевою температурою охолоджуваного середовища. На цю температуру впливають: добо-ві й сезонні коливання температури, вологість і тиск атмосферного повітря, коливання початкової температури й витрати охолоджуваного середовища.

У системах охолодження КС припустимі коливання температури охолоджуваних води й масла, які необхідно охолоджувати, перебувають у межах ± 5 °С.

Відмінною особливістю систем охолодження масла є велика теплова інерційність. Стала часу таких систем становить десятки секунд. Тому перехідні процеси в системі при зміні теплових режимів відбуваються дуже повільно і з малим затуханням.

Виходячи з цього, для забезпечення потрібної точності і якості керування в САК температурою масла ГТУ, використовують принцип замкненого керування (керування за відхиленням). Як правило, такі системи мають стабілізувальні пристрої у вигляді ЖЗЗ.

Структурну схему такої системи показано на рис. 11.2.

Задавальний пристрій забезпечує фіксоване налаштування системи на підтримання оптимальної температури масла на вході в двигун.

Температурний режим ГТУ, а значить і температура масла, залежить від режиму її роботи. Проте зміна температури масла практично не впливає на робочий процес двигуна.

Таким чином, у розглянутому випадку спостерігається односторонній вплив робочих процесів, що відбуваються в інших системах, на роботу системи охолодження. Ця особливість дає змогу вважати систему охолодження практично автономною, що значно полегшує аналіз її динамічних властивостей.

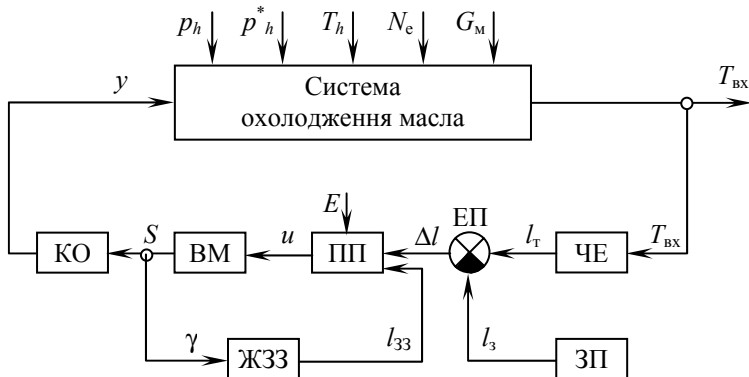


Рис. 11.2. Структурна схема системи автоматичного керування температурою масла із ЖЗЗ:
ВМ — виконавальний механізм

Диференціальне рівняння системи охолодження як об'єкта керування може бути одержане як рівняння теплового балансу при неусталеному режимі:

$$C_m G_m \frac{dT_{вх}}{dt} = Q_m - Q_p,$$

де C_m — середня масова теплоємність системи охолодження; G_m — приведена маса теплоносія й усіх елементів, що беруть участь у процесі теплообміну; $T_{вх}$ — регульована температура масла на вході в двигун; Q_m — кількість тепла, яку силова установка віддає теплоносію за одиницю часу; Q_p — кількість тепла, що розсіюється охолоджувачем за одиницю часу.

Величина Q_m залежить від температури теплоносія на вході в двигун $T_{вх}$, температури на виході з двигуна $T_{вих}$ і кількості масла, що проходить через двигун за одиницю часу G_m . При цьому температура $T_{вих}$ визначається ефективною потужністю силової установки N_e . Таким чином, залежність для Q_m можна записати у вигляді

$$Q_m = Q_m(T_{вх}, N_e), G_m = \text{const.}$$

Функціональна залежність для Q_m може бути записана у вигляді

$$Q_m = Q_m(T_{вх}, \varphi, v, p_h, T_h),$$

де φ — кут положення КО (жалюзі охолоджувача або лопатей вентилятора); v — швидкість переміщення охолоджувального повітря; p_h , T_h — тиск і температура охолоджувального повітря.

Функції Q_M та Q_P є нелінійними, тому для спрощення задачі їх можна розкласти в ряд Тейлора за ступенями малих приростів усіх аргументів і обмежитись у розкладах обох функцій похідними першого порядку:

$$Q_M = Q_{M0} + \left(\frac{dQ_M}{dT_{BX}} \right)_0 \Delta T_{BX} + \left(\frac{dQ_M}{dN_e} \right)_0 \Delta N_e;$$

$$Q_P = Q_{P0} + \left(\frac{dQ_P}{dT_{BX}} \right)_0 \Delta T_{BX} + \left(\frac{dQ_P}{d\varphi} \right)_0 \Delta \varphi + \left(\frac{dQ_P}{dv} \right)_0 \Delta v +$$

$$+ \left(\frac{dQ_P}{dp_h} \right)_0 \Delta p_h + \left(\frac{dQ_P}{dT_h} \right)_0 \Delta T_h,$$

або

$$G_M C_M \frac{d\Delta T_{BX}}{dt} + \left(\frac{dQ_P}{dT_{BX}} - \frac{dQ_M}{dT_{BX}} \right)_0 \Delta T_{BX} = \left(\frac{dQ_M}{dN_e} \right)_0 \Delta N_e -$$

$$- \left(\frac{dQ_P}{d\varphi} \right)_0 \Delta \varphi - \left(\frac{dQ_P}{dv} \right)_0 \Delta v - \left(\frac{dQ_P}{dp_h} \right)_0 \Delta p_h - \left(\frac{dQ_P}{dT_h} \right)_0 \Delta T_h. \quad (11.1)$$

Позначивши $\left(\frac{dQ_P}{dT_{BX}} - \frac{dQ_M}{dT_{BX}} \right)_0 = \chi$, усі члени рівняння (11.1) ділять на коефіцієнт χ . Після введення ряду позначень і простих перетворень одержують:

$$T_0 = \frac{d\Delta T_{BX}}{dt} + \Delta T_{BX} = k_\varphi \Delta \varphi + F(t),$$

де $T_0 = \frac{G_M C_M}{\chi}$ — стала часу системи охолодження, що має розмір-

ність часу; $k_\varphi = \frac{dQ_P}{d\varphi} \cdot \frac{1}{\varphi}$ — коефіцієнт підсилення за подаванням охолоджувача; $F(t)$ — функція, що характеризує збурювальні дії, викликані зміною потужності, тиску та температури, а також швидкості охолоджувального повітря:

$$F(t) = \left(\frac{dQ_M}{dN_e} \right)_0 \frac{\Delta N_e}{\chi} - \left(\frac{dQ_P}{dv} \right)_0 \frac{\Delta v}{\chi} - \left(\frac{dQ_P}{dp_h} \right)_0 \frac{\Delta p_h}{\chi} - \left(\frac{dQ_P}{dT_h} \right)_0 \frac{\Delta T_h}{\chi}.$$

Стала часу T_0 і коефіцієнт підсилення k_ϕ залежать від режиму роботи двигуна, швидкості, статичного тиску й температури охолоджувального повітря і змінюються в широкому діапазоні значень, що враховується при розробленні системи автоматичного керування температурою масла.

Тепловий режим роботи апаратів регулюється за витратою або температурою охолоджувального повітря, частковим перепусканням охолоджуваного середовища за допомогою спеціального терморегулятора з лінії входу в АПО на лінію виходу, тобто поза теплообмінним апаратом, а також за зміною поверхні охолодження (вимкненням окремих секцій або апаратів).

Найпоширенішим є регулювання охолоджувальним повітрям, а саме:

1) регулювання витрати повітря за допомогою: а) жалюзійних пристроїв; б) зміни кута нахилу лопатей вентилятора; в) зміни частоти обертання вала вентилятора; г) почергового вимкнення вентиляторів (в апараті, або в групі апаратів, обладнаних декількома вентиляторами);

2) регулювання температури повітря за допомогою: а) часткового перепускання повітря, що пройшло через трубчасті секції; б) підігрівання повітря перед трубчастими секціями; в) зволоження повітря.

Для регулювання теплового режиму АПО названими способами апарати облаштовують спеціальними пристроями залежно від прийнятого в кожному конкретному випадку способу регулювання.

Витрата повітря плавно регулюється за допомогою жалюзі. Однак з енергетичного погляду воно нераціональне, оскільки потужність, споживана вентилятором, у всьому діапазоні регулювання практично залишається постійною.

Жалюзійні пристрої можна використати в основному як запобіжний захід проти охолодження теплоносія (наприклад, масла) при короткочасних зупинках циркуляційних насосів, коли недоцільно дренувати теплоносії із трубного простору апарата, при запуску агрегатів у зимовий період і т. д. Жалюзі можна використати для захисту теплообмінних труб від впливу атмосферних опадів у період, коли апарат не експлуатується, а також для зменшення впливу сонячної радіації під час експлуатації. Як правило, жалюзійні пристрої встановлюються над теплообмінними секціями, оскільки з установленням їх на колекторі вентилятора створюється додатковий опір повітряному потоку (навіть при повністю відкритих стулках жалюзі). Стулки жалюзі відкриваються вручну або за допомогою виконувальних сервомеханізмів, керованих дистанційно.

Крім того, для плавної зміни продуктивності вентилятора в усьому діапазоні його характеристики змінюють кут нахилу лопатей вентилятора. Цим способом регулювання значно скорочується річне споживання електроенергії приводом вентилятора, незважаючи на певне зниження його ККД. Лопаті вентилятора синхронно повертаються на необхідний кут нахилу за допомогою спеціального механізму, що кріпиться на втулці колеса вентилятора. Привод механізму повороту лопатей може бути пневматичним, електромеханічним, ручним зі штурвалом керування, винесеним за межі дифузора, або комбінованим, що дає змогу швидко переходити на ручне регулювання при виході з ладу автоматичного.

Найефективнішою системою регулювання є безступінчаста зміна частоти обертання вентилятора. Цей спосіб забезпечує широкий діапазон і необхідну точність регулювання, при економії електроенергії без зниження ККД вентилятора. У цьому випадку досить перспективне застосування тиристорних станцій. Недолік цього способу — складність реалізації й висока вартість устаткування.

Для системи охолодження, що включає кілька апаратів повітряного охолодження, можливе ефективне регулювання теплового режиму східчастою зміною частоти обертання вала багатшвидкісних електродвигунів або почерговим вимкненням окремих вентиляторів. За достатньою кількістю вентиляторів, що входять у систему охолодження, досягається необхідна точність регулювання.

Для підтримки в зимовий період постійної температури повітря, яке обдуває теплообмінні труби з метою запобігання переохолодження охолоджуваного середовища і його застигання, відводять частину нагрітого повітря, що пройшло трубчасті секції, або підігрівають повітря перед ними. Перепускання повітря забезпечується системою повітроводів і жалюзі.

Стандартизовані АПО комплектуються підігрівачами повітря, розміщеними під теплообмінними трубами АПО, і являють собою змійовики з оребрених труб, аналогічних трубам, використовуваним у секціях апаратів. У трубний простір підігрівників подається агент, що гріє (водяна пара або гаряча вода), у результаті чого температура повітря підвищується до потрібної й тим самим запобігає переохолодженню середовища, яке циркулює в трубному просторі секцій АПО.

У деяких випадках системи безпосереднього повітряного охолодження масла задля збереження працездатності системи й підвищення надійності її експлуатації у разі зникнення напруги змінного струму на КС обладнуються аварійним пристроєм. Ця система має на виході з АПО, обладнаного дифузорею і автономним вентилятором, конфузорею з жалюзі.

Останній з'єднаний повітровою, що має шибер, з повітряним трактом компресора ГТУ. Крім того, на дифузори АПО розміщуються не менш двох відсічних клапанів, сумарний прохідний перетин яких дорівнює близько 50 % площі вихідного перетину дифузора. Привод жалюзійного пристрою, шибера й відсічних клапанів здійснюється від сервомоторів, що діють від датчика, встановленого на трубопроводі охолодженого масла. Система безпосереднього повітряного охолодження масла ГТУ з аварійним пристроєм (рис. 11.3) має повітровід 20 із шибером 19 і сервомотором 22.

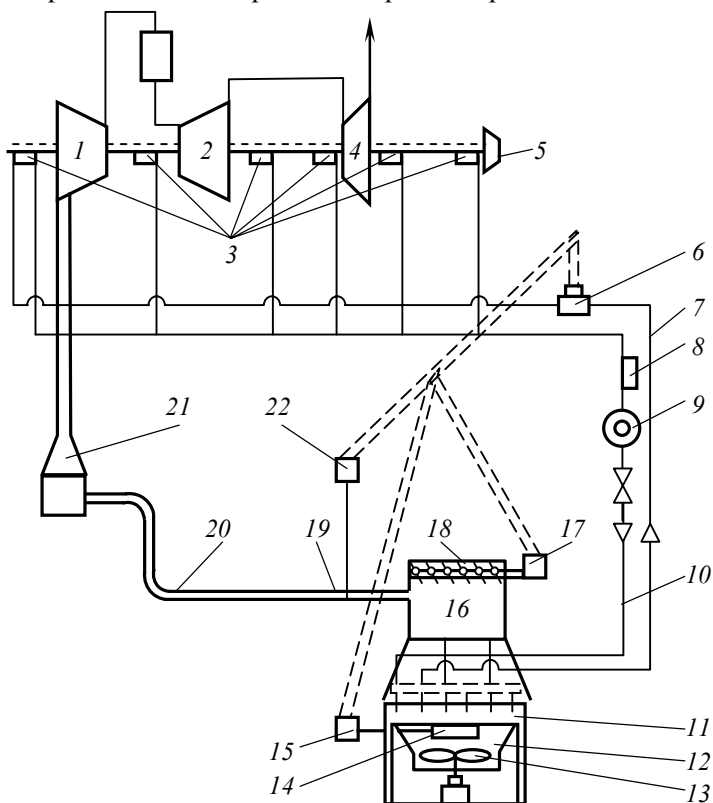


Рис. 11.3. Система безпосереднього охолодження масла повітрям з аварійним пристроєм:

- 1 — осьовий компресор ГТУ; 2 — турбіна газогенератора;
- 3 — підшипники; 4 — силова турбіна, 5 — нагнітач газу;
- 6 — термодатчик; 7, 10 — маслопровід; 8 — маслобак; 9 — насос;
- 11 — апарат повітряного охолодження; 12 — дифузор; 13 — вентилятор;
- 14 — відсічний клапан; 15, 17, 22 — сервомотор; 16 — конфузор;
- 18 — жалюзі; 19 — шибер; 20 — повітровід; 21 — повітряний тракт

Повітровід 20 з'єднаний з повітряним трактом 21 осьового компресора 1 газогенератора й конфузорові 16 апарата повітряного охолодження 11. Конфузор має жалюзі 18 із сервомотором 17.

На дифузори 12 установлені два відсічні клапани 14 із сервомотором 15. Сервомотори 15, 17 і 22 приводяться в дію від термодатчика 6, розміщеного на мастилопроводі 7 охолодженого масла.

Підшипники 3 газотурбінної установки охолоджуються маслом, що підводиться по мастилопроводу 7 і відводиться на охолодження по мастилопроводу 10 в АПО.

Система працює в такий спосіб: нагріте в підшипниках масло зливається в маслбак 8 і насосом 9 подається до АПО, де охолоджується повітрям, що нагнітається вентилятором 13.

У разі виходу з ладу привода вентилятора температура масла в мастилопроводі 7 підвищується. При температурі масла вище допустимої термодатчик 6 спрацьовує й вмикає сервомотори жалюзі, шиберів й відсічного клапана. При цьому жалюзі закриваються, шибер і відсічний клапан відкриваються й масло охолоджується повітрям, що просочується через трубні пучки АПО, осьовим компресором ГТУ.

Як показав досвід експлуатації, упровадження зазначеної системи підвищує надійність експлуатації ГПА й економічність на КС.



Література: [3].



Запитання і завдання для самоперевірки

1. Яке призначення системи змащування ГПА?
2. Які основні типи систем охолодження масла використовуються на КС? Перелічіть їх переваги й недоліки.
3. Поясніть конструкцію апарата повітряного охолодження й принцип його роботи.
4. Поясніть способи, які використовуються в АПО для регулювання температурою охолоджувального повітря.
5. Призначення й принцип роботи аварійних систем, які можуть використовуватися в АПО масла ГПА.



12. СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ГАЗОТУРБІННОЮ УСТАНОВКОЮ ГТК-10-4

Нижче, як приклад, наведено склад і принцип роботи системи автоматичного керування газотурбінної установки ГТК-10-4.

12.1. Призначення системи керування

Основне завдання системи керування ГТК-10-4 полягає у підтримці заданого режиму роботи газотурбінної установки, тобто забезпеченні необхідної потужності за відповідної частоти обертання силової турбіни й температури продуктів згоряння. Необхідна потужність ГТУ, частота обертання силової турбіни й температура згоряння кількості палива регулюються САК способом зміни кількості палива, що подається в камеру згоряння.

Іншою найважливішою функцією, яку виконує система керування, є екстрена зупинка ГТУ в ситуаціях, що передвіщають аварію.

12.2. Побудова системи керування

Система автоматичного керування ГТУ виконана за схемою прямого керування із пневматичними серводвигунами й підсилювачами (рис. 12.1).

Повітря для роботи системи відбирається зі станційного колектора стисненого повітря, у який подається через відбори з осьових компресорів ГПА, що працюють, або від поршневого компресора із приводом від електродвигуна змінного струму. Перед використанням у системі повітря охолоджується й очищається в блоці підготовки повітря. Тиск повітря в САК підтримується 0,14 МПа регулятором тиску «після себе». Електромагнітний вентиль на трубопроводі, що підводить повітря до регулятора тиску 2, використовується для відключення подавання повітря до системи, коли агрегат зупинений. Керованим параметром системи є частота обертання силової турбіни. Основними керувальними органами системи є стопорний 17 і регулювальний 16 клапани. Положення регулювального клапана визначає кількість газового палива, яке підводиться до камери згоряння. Як привод цих клапанів використовуються мембранні пневматичні сервомотори.

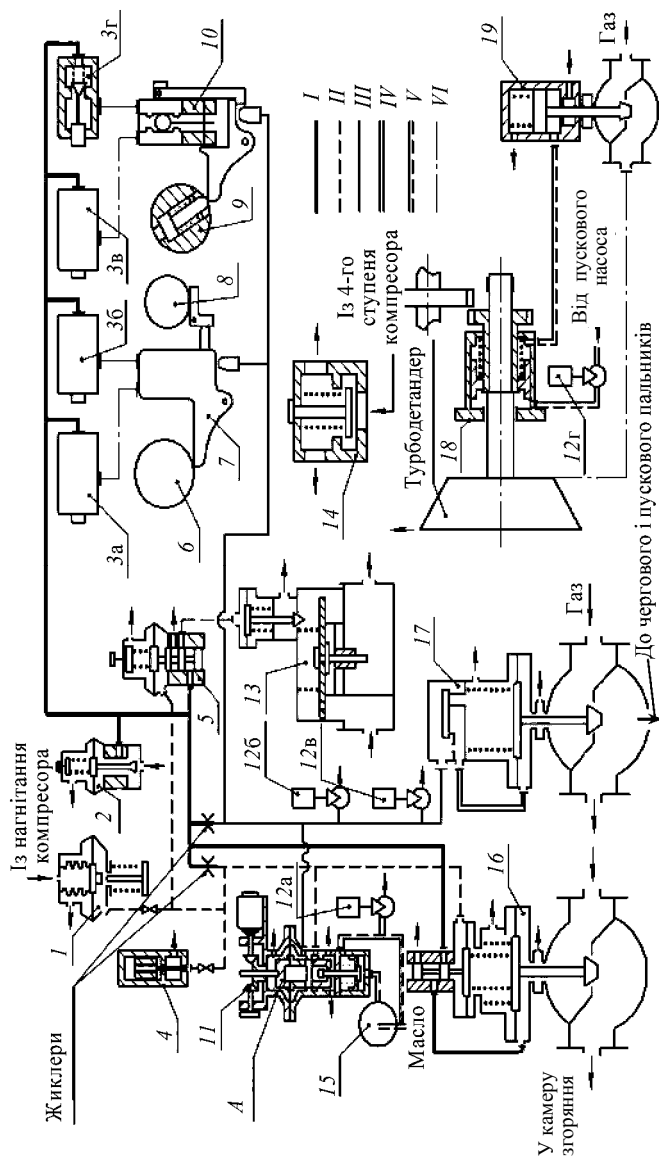


Рис. 12.1. Схема керування газотурбінною установкою

Основним регулятором у системі керування є регулятор частоти обертання *11*, що підтримує задану частоту обертання силової турбіни. Імпульсом для регулятора служить напір масла від насоса — імпелера, встановленого на валу силової турбіни.

Регулятор частоти обертання оснащений механізмом задавача частоти обертання (двигуном регулятора), підключеним до САК. На працюючому агрегаті регулятором частоти обертання можна управляти дистанційно за допомогою кнопок, розміщених на пульті керування ГПА.

Основні зв'язки в пневматичній системі забезпечуються трьома лініями — постійного тиску *I*, проточного тиску *II* й граничного захисту *III*. У проточну лінію *II* повітря надходить із лінії постійного тиску *I* через жиклер діаметром 4 мм.

Проточна лінія здійснює зв'язок між регулятором частоти обертання *11*, обмежником прийманості *1*, золотником з електромагнітним приводом *4* малоінерційного регулятора температури газів, золотником відсічним *5* і серводвигуном керувального золотника регульовального клапана *16*. У регуляторі частоти обертання, золотнику *4* та обмежнику прийманості *1* повітря із проточної лінії може випускатися в атмосферу.

Кількість повітря, що випускається, визначає тиск у проточній лінії, а він, у свою чергу, визначає положення регульовального клапана *16* і випускних клапанів *13*. У разі зниження тиску в проточній лінії регульовальний клапан прикривається, а при збільшенні тиску — відкривається.

Повітря в лінію граничного захисту *III* надходить із лінії постійного тиску через жиклер діаметром 3,3 мм. Ця лінія зв'язує регулятор частоти обертання, електромагнітні вентиля *12б* і *12в*, серводвигун стопорного клапана *17*, пневматичні вимикачі *7* і *10* автоматів безпеки. Тиск у лінії граничного захисту визначає положення стопорного клапана.

Стопорний клапан відкритий, якщо тиск повітря в лінії граничного захисту дорівнює 0,14 МПа. З випусканням повітря в одному з перерахованих пристроїв тиск у лінії знижується, і стопорний клапан закривається. Обмежник прийманості *1* призначений для обмеження максимальної температури продуктів згоряння перед турбіною газогенератора. Керувальним імпульсом для роботи обмежника прийманості є тиск повітря за компресором. Працює обмежник прийманості за принципом обмеження тиску повітря в проточній лінії.

У патрубках нагнітання осьового компресора встановлені два повітряні випускні клапани *13*, що працюють паралельно. Ці клапани випускають в атмосферу повітря після компресора при зупин-

ці ГПА або при скиданні навантаження на нагнітачі природного газу. У першому випадку випуск повітря скорочує час вибігу роторів турбіни й продування гарячої проточної частини холодним повітрям, у другому — знижує закид частоти обертання силової турбіни.

Відсічний золотник 5 використовується для посилення керувального імпульсу до повітряних клапанів 13. До золотника підводиться повітря з двох ліній — постійного тиску й проточної. Зі зниженням тиску в проточній лінії до 0,04...0,05 МПа золотник відкриває підведення повітря з лінії постійного тиску до випускних клапанів, і вони відкриваються під дією потоку повітря з осьового компресора.

З метою запобігання помпажу осьового компресора при пуску ГТУ за його четвертим ступенем установлено безпосередньо на корпусі компресора вісім протипомпажних клапанів 14 для випускання частини повітря в атмосферу. У період пуску ГТУ клапани під дією пружини утримуються у відкритому положенні. У міру збільшення частоти обертання компресорного вала збільшується перепад тиску повітря, що діє на тарілку клапана й створює зусилля для його закриття. Протипомпажні клапани закриваються з досягненням частоти обертання вала компресора 4200—4300 об/хв.

Автомати безпеки (АБ) 6, 8 і 9 призначені для зупинки ГТУ зі збільшенням частоти обертання роторів до граничнодопустимого значення. При обертанні вала ротора на бойок АБ діє відцентрова сила, що при частоті обертання нижче припустимої врівноважується натягом пружини. При досягненні граничної частоти обертання відцентрова сила, що діє на бойок, і натяг пружини врівноважуються. При подальшому підвищенні частоти обертання бойок, стискаючи пружину, виходить із отвору вала й ударає по важелю, викликаючи спрацьовування пневмовимикача. У пневматичному вимикачі відкривається клапан, тиск у лінії граничного захисту падає, закривається стопорний клапан, ГПА зупиняється.

Автомати безпеки турбодетандера й ротора газогенератора впливають на один і той самий пневматичний вимикач 7. Автомат безпеки силової турбіни впливає на свій вимикач 10. Усі три АБ конструктивно оформлені однаково. Відрізняються лише розмірами бойка.

Крім бойкового автомата безпеки ротор силової турбіни також захищений частотно-електричним АБ з керуванням від тахометра.

Установлення пневматичного вимикача в робоче положення після спрацьовування АБ здійснюється за допомогою пневматичної кнопки керування 3б або 3г. При натисканні на цю кнопку повітря постійного тиску подається до вимикача. У разі спрацьовування вимикача його клапан закриває скидання повітря з лінії граничного захисту.

Максимально припустима температура продуктів згорання перед турбіною газогенератора обмежується малоінерційним регулятором температури (МІРТ). Регулятор температури газів впливає на електромагнітний привод золотника 4, що в момент відкриття випускає в атмосферу повітря з проточної лінії, чим і визначає положення регульовального клапана 16 і відповідно підведення паливного газу в камеру згорання.

◈ 12.3. Передпусковий стан системи керування

Перед пуском ГПА клапан подавання повітря зі станційного колектора в систему керування перекритий. Регулятор частоти обертання перебуває у вихідному положенні «тах», коли його замикальний клапан А відкриває повністю скидання повітря з ліній граничного захисту й проточної.

Надлишкового тиску в цих лініях немає, стопорний і регульовальний клапани під дією своїх пружин утримуються в закритому положенні. Повітряні випускні клапани 13 закривають вихід повітря з осового компресора. Протипомпажні клапани відкриті.

Немає напруження на електромагнітних клапанах 12, і вони закриті. Випуск повітря з лінії граничного захисту через клапани 12б й 12в перекритий.

У дросельному золотнику 4 та обмежнику прийманості 1 отвори для випуску повітря із проточної лінії перекриті. Пневмовимикачі автоматів безпеки 7 і 10 перебувають у робочому положенні. Скидання повітря з лінії граничного захисту через клапани перекрито.

Пуск ГТУ починається з вмикання пускового масляного насоса й маслонасоса ущільнення газового нагнітача. Відкривається клапан подавання повітря зі станційного колектора в систему керування. З підвищенням тиску на змащення підшипників ГТУ до 0,05 МПа й на змащення опорно-упорного підшипника нагнітача до 0,3 МПа вмикається захист за тиском масла. Вмикається електродвигун регулятора частоти обертання.

Регулятор переналаштовується в положення «Нижче», при цьому замикальний клапан А закриває скидання повітря з лінії граничного захисту. Тиск у цій лінії збільшується до 0,14 МПа, і стопорний клапан відчиняється.

Водночас після спрацювання захисту за тиском масла вступає в роботу валоповоротний пристрій, а потім — турбодетандер. Вмикання турбодетандера відбувається з подаванням напруги на електромагніт клапана 12г, який дає доступ надходженню масла від пускового насоса до поршня розчіпного пристрою 18 турбодетандера.

Розчіпний пристрій здійснює зачеплення шестірні турбодетандера з шестірнею на валу ротора газогенератора. У крайньому правому положенні поршня розчіпного пристрою 18 турбодетандера масло від пускового насоса надходить до сервопоршня 19 клапана пускового газу. Клапан пускового газу відкриваючись, пропускає газ до ротора турбодетандера, що забезпечує подальше зростання обертів ротора турбокомпресора.

Зі збільшенням частоти обертання вала турбокомпресора вимикається валоповоротний пристрій, і потім за сигналом реле тиску повітря за компресором загоряється факел у камері згоряння.

З досягненням температури газів за силовою турбіною не нижче 100 °С регулятор частоти обертання переналаштовується в напрямку «Угору». Починає прикриватися скидання повітря з проточної лінії, а тиск у ній збільшується. Коли тиск у лінії піднімається до 0,04—0,05 МПа, переставляється відсічний золотник 5, у результаті повітря з лінії постійного тиску буде подане до випускних клапанів 13. Клапани будуть примусово закриті не тільки зусиллям пружин, а й тиском повітря над тарілками клапанів, що дорівнює тиску за компресором. З підвищенням тиску в проточній лінії до 0,06 МПа відкривається на 1,5 мм регулювальний клапан 16, загораються основні пальники в камері згоряння. Турбіна прогрівається.

Двигун регулятора частоти обертів переключається на імпульсну роботу і переналаштовує регулятор ще далі в положення «Угору». При цьому регулювальний клапан поступово відкривається. Збільшується частота обертання валів турбокомпресора й силової турбіни.

Обмежувач прийманості 1 тиску повітря за компресором відкриває випускання повітря з проточної лінії, обмежуючи тим самим швидкість відкривання регулювального клапана 16. З частотою обертання вала турбокомпресора приблизно 2500 об/хв турбіна стає самохідною.

За сигналом реле частоти обертання вимикається турбодетандер. Коли частота обертання вала турбокомпресора сягає 3900—4200 об/хв, компресор виходить із зони «Забороненої частоти» обертання. Протипомпажні клапани 14 від дії на них тиску повітря автоматично закриваються.

Пуск закінчується, коли силовий вал сягає частоти обертання 3300 об/хв. Двигун регулятора частоти обертання зупиняється. З того моменту управління регулятором частоти обертання можливе з пульта управління ГПА.

Далі підтримка заданої частоти обертання силової турбіни здійснюватиметься автоматично.



12.4. Робота системи керування за підтримки заданої частоти обертання силової турбіни

Підтримка заданої частоти обертання силової турбіни (в межах від мінімальної — 3300 об/хв до максимальної — 5000 об/хв) здійснюється так: якщо з будь-якої причини частота обертання силової турбіни знизиться, то через зменшення напору масла за імператором поршень у регуляторі частоти обертання опуститься вниз. Випускання повітря з проточної лінії зменшиться, тому тиск у ній збільшуватиметься. Регулювальний клапан відкриється більше, і зниження частоти обертання припиниться.

З підвищенням частоти обертання силової турбіни регулятор швидкості *11* діє в зворотному напрямку. Знижується тиск у проточній лінії, і регулювальний клапан прикривається. Нерівномірність регулятора швидкості при номінальній частоті обертання становить 4...5 %. При роботі агрегата тиск у проточній лінії змінюється в межах від 0,06 до 0,12 МПа. Ця зміна відповідає повній перестановці регулювального клапана.

У разі миттєвого скидання навантаження і різкого збільшення частоти обертання силової турбіни регулятор швидкості може збільшувати випускання повітря з проточної лінії настільки, що закриється регулювальний клапан і відкриються випускні. Після процесу випускання повітря за осьовим компресором збільшення частоти обертання вала силової турбіни припиниться.

Коли частота обертання відновиться і випускні клапани закриються, регулювальний клапан відкриється на величину, необхідну для підтримки заданої частоти обертання вже для зниженого навантаження.



12.5. Робота системи керування у разі зупинки газоперекачувального агрегата

Зупинка агрегата може бути нормальною й аварійною. Нормальна зупинка проводиться з поступовим розвантаженням газотурбінної установки.

Вмикається електродвигун регулятора частоти обертання, який переналагоджує регулятор у напрямку «Нижче». При цьому збільшується випускання повітря з проточної лінії, регулювальний клапан поступово прикривається, зменшуючи подавання палива в камеру згоряння. Знижується частота обертання роторів ГТУ. Зі зниженням тиску в проточній лінії нижче 0,06 МПа регулювальний клапан закривається. Подається напруга на електромагнітні вентилі *12б* і *12в*, вони відкриваються.

Повітря з лінії граничного захисту випускається в атмосферу, закривається стопорний клапан. Падіння тиску в лінії граничного захисту спричинює додаткове випускання повітря через регулятор частоти обертання з проточної лінії.

Зі зниженням тиску в проточній лінії нижче 0,04 МПа переставляється відсічний золотник 5, унаслідок чого повітря з лінії постійного тиску потрапляє до випускних клапанів 13. Випускні клапани за рахунок зусилля від тиску повітря за компресором відкриваються, скидаючи повітря після компресора в атмосферу. У результаті перекривання подавання палива й випуску повітря після осьового компресора агрегат швидко зупиняється. Зі зниженням тиску повітря за четвертим ступенем компресора відкриваються протипомпажні клапани.

Після закриття стопорного клапана за сигналом від кінцевого вимикача двигун регулятора частоти обертання переключасться на безперервне обертання в інший бік. Відбувається переналаштування регулятора в напрямку «Вгору» і повернення його у вихідне положення «тах».

Аварійна зупинка агрегата проводиться за сигналом із системи керування ГТУ при спрацюванні одного з захисту або натискання кнопки аварійної зупинки на пульті керування. Аварійна зупинка може бути проведена впливом на будь-яку з пневматичних кнопок аварійної зупинки ГТУ.

У першому випадку електромагнітні вентилі 12б і 12в відкриваються, в другому — спрацювують пневматичні вимикачі автоматів безпеки. В обох випадках з лінії граничного захисту в атмосферу скидається повітря. Тиск в лінії різко знижується, і стопорний клапан закривається. Одночасно в регуляторі частоти обертання відкривається випускання повітря з проточної лінії. Тиск у ній знижується, що зумовлює закриття регулювального клапана й відкривання випускних. Після закриття стопорного клапана двигун регулятора частоти обертання вмикається і переналаштовує регулятор у положення «Вгору», повертаючи його у вихідне положення «тах».

Екстрена зупинка одного з послідовних працюючих агрегатів може викликати помпаж нагнітача другого агрегата, який залишиться в роботі. Уникнути цього можна, якщо відкриються байпасувальні крани. На залишеному в роботі агрегаті виникає скидання навантаження, і частота обертання вала силової турбіни різко зростає. Це може спричинити спрацювання автомата безпеки на валу силової турбіни і зупинку агрегата.

Для зниження перевищеної частоти обертів силового вала в системі керування передбачений електромагнітний вентиль *12a*, установлений на трубопроводі зливу масла з імпульсної лінії регулятора частоти обертання.

Перед зливним трубопроводом на імпульсній лінії встановлена дросельна шайба діаметром 5 мм. Коли вентиль *12a* закритий, регулятор частоти обертання виконує свої функції нормально. За сигналом аварійної зупинки одного з працюючих у парі агрегатів на залишеному в роботі відкривається вентиль *12a*. Тиск масла над поршнем регулятора частоти обертання падає, збільшується випускання повітря з проточної лінії. Прикривається регулювальний клапан, і, можливо, відкриваються випускні клапани, чим попереджається різке збільшення частоти обертання вала силової турбіни.

Електромагнітний вентиль *12a* закривається через 5–10 с, тиск над поршнем у регуляторі частоти обертання відновлюється, і регулювальний клапан установлюється в положення, відповідаючи новому навантаженню.



Література: [1]; [2].



Запитання і завдання для самоперевірки

1. *Перерахуйте завдання, які вирішує САУ ГТК-10-4.*
2. *Перерахуйте автоматичні пристрої, які входять до системи управління ГТК-10-4 і назвіть їх значення.*
3. *Перерахуйте основні лінії зв'язку між автоматичними пристроями і параметри робочого тіла, яке використовується в системі керування.*
4. *Назвіть, які автоматичні пристрої зв'язує проточна лінія.*
5. *Назвіть, які автоматичні пристрої зв'язує лінія граничного захисту.*
6. *Поясніть вихідний стан автоматичних пристроїв перед пуском ГТУ.*
7. *Поясніть склад і роботу розчіпної муфти при пуску двигуна.*
8. *Робота автоматичних пристроїв у процесі пуску ГТУ.*
9. *Опишіть, як система керування забезпечує підтримку заданої частоти обертання.*
10. *Поясніть, як забезпечується нормальна зупинка ГТУ і які автоматичні пристрої беруть у цьому участь.*
11. *Які автоматичні пристрої забезпечують екстрену зупинку ГТУ і принцип їх роботи?*
12. *Назвіть, які пристрої забезпечують обмеження параметрів робочого процесу і принцип їх дії.*



13. ЕЛЕКТРОННІ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ

Гідромеханічні системи, які дотепер є основним видом САК ГТУ, забезпечують можливість реалізації відносно простих законів керування, для яких характерні лінійні залежності керованого параметра від одного-двох (не більше) збуджувальних впливів. Однак нелінійність характеристик ГТУ як об'єкта керування потребує застосування складніших законів керування для одержання оптимальних значень вихідних параметрів у разі зміни більшої кількості зовнішніх впливів. Таку можливість надає застосування електронних (цифрових) систем керування.

У зв'язку з тим, що на КС газотурбінні установки використовуються в складі ГПА як привод відцентрового нагнітача газу, виникає необхідність спільного керування ГТУ, нагнітачем газу й усім обладнанням, пов'язаним з роботою ГПА. На КС керування технологічними процесами, пов'язаними зі стисненням і транспортуванням природного газу, здійснюється з диспетчерського пульта КС і досягається за допомогою електронної системи централізованого контролю й управління КС. Тому ГПА, оснащені електронною САК, найбільш пристосовані для включення в склад системи централізованого контролю й автоматичного керування КС. На даний момент системи автоматичного керування ГПА практично на всіх КС доопрацьовані з включенням у їх склад САК ГПА електронної автоматики.

Електронні системи автоматичного керування ГТУ різних типів і схем, на відміну від суто гідравлічних, дають можливість зменшити статичну похибку регулювання частоти обертання роторів з $\pm 0,5$ до $\pm 0,1$, а температуру газу з ± 12 до ± 5 К. При цьому збільшується швидкість дії і знижується величина допустимого перерегулювання на перехідних режимах. Інший аспект проблеми забезпечення надійності електронних систем автоматичного керування ГТУ пов'язаний з такою організацією процесу керування, за якого відмови окремих підсистем не спричинюватимуть вихід з ладу всієї системи. Подібна властивість досягається за рахунок розподілу функцій між підсистемами і забезпечення умов, за яких підсистеми керування зможуть брати на себе функції підсистем, що відмовили.

У загальному випадку, в електронну систему автоматичного керування ГТУ входять датчики параметрів з чутливими елементами, різноманітні виконавчі механізми, керувальні органи, валоповоротні й пускові пристрої, автомати безпеки і комплекс електронного обладнання. При цьому датчики параметрів і частина виконавчих механізмів установлюється безпосередньо на двигуні, а інші керувальні механізми розміщують в агрегатній шафі. Комплекс електронного обладнання, який входить у САК, виконується у вигляді стояків і встановлених у приміщенні диспетчерського пункту КС.

Так, наприклад, у САК газоперекачувальним агрегатом ГПУ-10-01 з двигуном ДР-59 використано комплекс технічних засобів САТ-05. Комплекс забезпечує:

- збір, первинну обробку аналогової та дискретної інформації;
- керування виконавчими механізмами (ВМ) за заданим алгоритмом, захист основного й допоміжного технологічного обладнання ГПА в усіх режимах його роботи;
- оперативне відображення достовірної інформації про хід технологічного процесу в цифровій і графічній формі;
- нагромадження, сортування, реєстрацію інформації з можливістю виведення її на друку;
- обчислення розрахункових параметрів, які характеризують окремі показники роботи ГПА;
- обчислення часу напруцювання основного й допоміжного технологічного обладнання ГПА;
- діагностику стану технічних засобів комплексу та контроль цілісності ланцюгів ВМ.

Функціональні можливості комплексу

Комплекс виконує такі функції, як:

- контроль та підтримка готовності ГПА та положення ВМ до холодного прокручування або запуску;
- перепускова перевірка працездатності каналів захисту ГПА з формуванням протоколу перевірки;
- холодне прокручування ГПА;
- запуск ГПА з попереднім заповненням газом контура ВЦН та автоматичною або дистанційною, за командою оператора, підготовкою режиму його роботи до завантаження в магістраль;
- запуск ГПА без заповнення газом контура ВЦН для випробування працездатності двигуна під час регламентних робіт;
- безударне завантаження ГПА в магістраль і розвантаження на кільце;
- антипомпажний захист роботи ВЦН;

- обчислення та аналіз параметрів, які характеризують економічні показники роботи, а також показники технічного стану ГПА;
- нормальна зупинка (НЗ) ГПА з розвантаженням з магістралі, охолодженням на холостому ходу;
- захист ГПА від аварійних ситуацій в автоматичному режимі або за командою оператора через аварійну зупинку (АЗ) ГПА з будь-якого режиму роботи без стравлювання та зі стравлюванням газу з контура відцентрового нагнітача, залежно від каналу захисту;
- екстрена зупинка (ЕЗ) ГПА зі стравлюванням газу за відмови контролерів керування за командою оператора;
- автоматичне, дистанційне та місцеве керування допоміжним обладнанням;
- автоматичне регулювання температури масла змащування нагнітача та двигуна;
- автоматичне регулювання загазованості відсіків;
- автоматичний збір та відображення інформації про витрати масла, змащування нагнітача та двигуна;
- індикація режимів поточного стану ГПА;
- технологічна індикація положення кранів та стану ВМ ГПА;
- попереджувальна сигналізація відхилень параметрів ГПА від норми;
- аварійна сигналізація каналів захисту, що спрацювали, з визначенням першопричини аварійної зупинки ГПА;
- звукова і світлова сигналізація спрацювання попереджувальних та аварійних установок;
- постійне й, за викликом оператора, оперативне відображення поточних значень аналогових параметрів, які контролюються та розраховуються;
- реєстрація та зберігання (архівування) ретроспективної інформації для її подальшого перегляду й документування;
- реєстрація та зберігання (архівування) дискретної інформації про хід технологічного процесу;
- індикація значень дискретних параметрів від ВМ, датчиків, кнопок;
- автоматичний контроль справності технічних засобів комплексу.

Параметри ГПА, які належать обчисленню комплексом, такі:

- ступінь стиснення газу в нагнітачі;
- запас нагнітача за помпажем;
- об'ємна витрата газу через нагнітач;
- потужність на валу силової турбіни;

- приведена об’ємна витрата газу через нагнітач;
- політропний ККД;
- витрата паливного газу.

Склад та робота комплексу САТ-05

Структурну схему комплексу показано на рис. 13.1. Як видно з рисунка, комплекс сформований з пристрою керування (ПК), пристрою оператора (ПО), первинних перетворювачів та ліній зв’язку.

Склад комплексу визначається кількістю і типом контрольованих параметрів, обсягом виконуваних функцій відповідно до вимог автоматизації агрегата.

Пристрій оператора призначений для:

- вибору режимів роботи оперативного керування ГПА;
- дистанційного керування кранами та допоміжними електромеханізмами ГПА з подаванням команд від функціональної клавіатури;
- реєстрації та збереження певного обсягу поточної, ретроспективної, звітної та довідкової інформації від працюючого ГПА;
- відображення всіх видів інформації на кольоровому графічному відеодисплеї у зручній для сприйняття формі (мнемосхем, діаграм та таблиць);
- відображення основної режимної й технологічної сигналізації, а також інформації від працюючого ГПА на світлових засобах та індикаторах;

- друку звітних документів.

До складу ПО входить таке обладнання:

- персональний промисловий комп’ютер (ППК);
- табло сигналізації;
- табло індикації режиму роботи агрегата;
- цифрове табло індикації аналогових параметрів (5 шт.);
- блок безперебійного живлення (ББЖ);
- програмовий логічний контролер (ПЛК);
- кнопки керування, елементи підключення;
- автоматичний вимикач, блок грозозахисту.

Персональний комп’ютер призначений для:

- отримання, перетворення та порівняння вхідних сигналів;
- обробки інформації, реалізації алгоритмів керування ГПА в усіх режимах його роботи;
- формування, підсилення та видачі вихідних сигналів керування ВМ ГПА;
- місцевого оперативного подання команд на аварійну зупинку ГПА;
- зв’язку з ПО.

До складу ПК входить таке обладнання:

- програмний логічний контролер (ПЛК);
- два периферійні блоки уведення–виведення Field Control 1,2 (БВВ1, БВВ2);
- блоки живлення та перетворювачі напруги;
- блок екстреної аварійної зупинки (БЕАЗ);
- вихідні реле клемні (ВРК);
- блок іскробар'єрів;
- автоматичні вимикачі, блоки грозозахисту;
- елементи комутації та підключення.

До складу периферійних блоків входять:

- три модулі аналого-цифрового перетворення (АЦП);
- вісім модулів вимірювання сигналів термоперетворювачів опорів (ТО);
- два модулі вимірювання сигналів термоелектричних перетворювачів (ТП).

Інформація введення датчиків тиску, перепаду тиску, температури, вібрації, частоти обертання роторів турбіни та нагнітача, дискретних датчиків проходить обробку в програмних логічних контролерах (ПЛК) ПК.

Залежно від поточного значення параметра програма ПЛК видає вихідні дискретні сигнали для керування ВМ. Уся оброблена інформація передається на персональний промисловий комп'ютер (ППК) ПО для відображення.

Інформація про хід технічного процесу нагромаджується і може бути відтворена в будь-який момент часу на екрані монітора ПО за викликом оператора або надрукована у вигляді звітних документів. Комплекс здійснює автоматичне керування ВМ ГПА в режимах холодного прокручування, автоматичного пуску, нормальної, аварійної й екстреної аварійної зупинки. У комплексі передбачено дистанційне керування ВМ та допоміжним обладнанням ГПА за командами оператора.

За можливих відмов технологічного обладнання, помилок оперативного персоналу та виникнення непередбачених ситуацій у комплексі застосовані алгоритмічні, апаратні та програмні заходи, які забезпечують функціонування комплексу й високу надійність роботи ГПА.

За допомогою програмного забезпечення обслуговувальний персонал має можливість відстежувати хід технологічного процесу ГПА в реальному масштабі часу. При цьому хід технологічного процесу відображається на екрані монітору ППК у вигляді вікон. У вікнах відображається інформація про:

- стан підготовки агрегата до пуску;
- перевірку аварійних захистів;
- процес пуску;
- вихід агрегата на кільце й магістраль;
- значення вимірювальних параметрів;
- нормальну та аварійну зупинку агрегата.

Для роботи оперативного персоналу з вікнами призначена функціональна клавіатура, за допомогою якої викликаються різні вікна на екран монітора. Кожне вікно умовно поділене на п'ять зон:

- перша — «Зона інформаційних повідомлень»;
- друга — «Зона поточного стану техпроцесу»;
- третя — «Зона етапу поточного стану техпроцесу»;
- четверта — «Основна зона вікна»;
- п'ята — «Зона вибору вікон».

На сьогодні вітчизняними та іноземними фірмами для САК ГПА створено ряд подібних комплексів керування. Використання того або того комплексу на КС у системах автоматичного керування залежить від типу і схеми ГПА, а також від складу допоміжного технологічного обладнання, яке використовується в процесі компримування та транспортування газу.



Література: [3]; [4].



Запитання і завдання для самоперевірки

1. Назвіть основні переваги й недоліки гідромеханічних САК ГТУ.
2. Чим зумовлена необхідність переходу від гідромеханічних систем керування до електричних цифрових систем автоматичного керування ГТУ?
3. Назвіть головні функції, які виконує електронний комплекс САТ-05 у процесі керування ГПА.
4. Поясніть структурну схему електронного комплексу та особливості його роботи.
5. Наведіть приклади інформації про хід технологічного процесу, яка відображається на екрані монітора ППК у вигляді вікон.



СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Системи* автоматичного керування газотурбінних двигунів : навч. посіб. / [М.С. Кулик, І.І. Гвоздецький, Є.М. Карпов та ін.]. — К. : КМУЦА, 2000. — 140 с.
2. *Системи* автоматичного керування авіаційними силовими установками : навч. посіб. / [М.С. Кулик, І.І. Гвоздецький, Є.М. Карпов, В.П. Березльов]. — К. : НАУ, 2001. — 128 с.
3. *Федорченко М.Ф.* Управление газоперекачивающими агрегатами ГТК-10-4 / М.Ф. Федорченко. — Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2000. — 100 с.
4. *Климентовский Ю.А.* Системы автоматического управления силовыми установками летательных аппаратов / Ю.А. Климентовский. — К. : КВІЦ, 2001. — 400 с.



СПИСОК СКОРОЧЕНЬ, УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА ІНДЕКСІВ.....	3
ВСТУП	7
1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК	9
1.1. Призначення систем автоматичного керування газотурбінних установок	9
1.2. Завдання, які вирішує система автоматичного керування.....	9
1.3. Загальнотехнічні вимоги, які ставлять до автоматичних систем газотурбінних установок, і шляхи їх реалізації	10
1.4. Експлуатаційні вимоги до систем автоматичного керування	12
<i>Запитання і завдання для самоперевірки</i>	12
2. КЛАСИФІКАЦІЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК І ОСНОВНІ ЕТАПИ ЇХ РОЗРОБЛЕННЯ	13
2.1. Класифікація систем автоматичного керування газотурбінними установками.....	13
2.2. Основні етапи розроблення системи автоматичного керування газотурбінними установками.....	17
<i>Запитання і завдання для самоперевірки</i>	18
3. ГАЗОТУРБІННА УСТАНОВКА, ЯК ОБ'ЄКТ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ	19
3.1. Керовані параметри, керувальні фактори і керувальні органи газотурбінних установок.....	19
3.2. Закони керування газотурбінними установками.....	24
<i>Запитання і завдання для самоперевірки</i>	36
4. ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК ЯК ОБ'ЄКТА КЕРУВАННЯ	37
4.1. Власна стійкість	37
4.2. Аналіз власної стійкості газотурбінних установок за моментними характеристиками.....	38
4.3. Аналіз власної стійкості газотурбінних установок за характеристиками потрібного та наявного подавання палива.....	40

4.4. Рівняння руху ротора та динамічні параметри газотурбінних установок.....	42
4.5. Вплив розмірів двигуна, режимів роботи та зовнішніх умов на сталу часу T_d і коефіцієнт підсилення двигуна K_d	46
4.6. Методи визначення динамічних параметрів	47
<i>Запитання і завдання для самоперевірки.....</i>	<i>51</i>
5. СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ЧАСТОТОЮ ОБЕРТАННЯ РОТОРІВ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ (ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК).....	52
5.1. Загальні відомості.....	52
5.2. Елементний склад регуляторів частоти обертання.....	53
5.3. Регулятори частоти обертання прямої дії.....	56
5.4. Регулятори частоти обертання непрямої дії без зворотного зв'язку.....	58
5.5. Регулятори частоти обертання непрямої дії з жорстким зворотним зв'язком.....	61
5.6. Регулятор частоти обертання непрямої дії з ізодромним зворотним зв'язком	64
5.7. Особливості системи автоматичного керування із частотою обертання стаціонарних газотурбінних установок, що працюють на газоподібному паливі.....	66
<i>Запитання і завдання для самоперевірки.....</i>	<i>69</i>
6. РЕГУЛЯТОР ПОСТІЙНОГО ПОДАВАННЯ ПАЛИВА $G_n = \text{const}$.....	70
6.1. Призначення регуляторів постійного подавання палива	70
6.2. Принципова схема та робота регуляторів постійного подавання палива	72
6.3. Особливості керування подаванням палива в газотурбінні установки, що працюють на газоподібному паливі	76
<i>Запитання і завдання для самоперевірки.....</i>	<i>78</i>
7. АВТОМАТИЧНІ ОБМЕЖУВАЧІ ГРАНИЧНИХ ЗНАЧЕНЬ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК	79
7.1. Обмежувальні параметри та особливості підключення обмежувачів до системи керування	79
7.2. Обмежувач температури газів перед силовою турбіною.....	83
7.3. Обмежувач частоти обертання ротора силової турбіни.....	84
7.4. Автомати безпеки газоперекачувального агрегата.....	87
<i>Запитання і завдання для самоперевірки.....</i>	<i>91</i>

8. АВТОМАТИЗАЦІЯ ПРИЙМАНОСТІ І ЗАПУСКУ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК	92
8.1. Загальні відомості про перехідні режими роботи газотурбінних установок	92
8.2. Характеристика прийманості.....	93
8.3. Призначення і основні типи автоматів прийманості	97
8.4. Керування подаванням палива при запуску	105
<i>Запитання і завдання для самоперевірки</i>	<i>109</i>
9. СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ОСЬОВИМИ КОМПРЕСОРАМИ	110
9.1. Закони керування протипомпажними автоматами	110
9.2. Повторне спрацьовування протипомпажних автоматів.....	113
9.3. Приклади автоматизації керування перепусканням повітря з компресорів	117
9.4. Автоматичні системи поворотних лопаток статора осьового компресора	124
9.5. Автоматичні системи сигналізації і захисту від помпажу	127
<i>Запитання і завдання для самоперевірки</i>	<i>128</i>
10. СИСТЕМА КЕРУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВИХ НАГНІТАЧІВ	129
10.1. Система ущільнення нагнітача	129
10.2. Сигналізатор помпажу	132
<i>Запитання і завдання для самоперевірки</i>	<i>132</i>
11. СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ТЕМПЕРАТУРОЮ МАСЛА	133
<i>Запитання і завдання для самоперевірки</i>	<i>141</i>
12. СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ГАЗОТУРБІННОЮ УСТАНОВКОЮ ГТК-10-4	142
12.1. Призначення системи керування.....	142
12.2. Побудова системи керування.....	142
12.3. Передпусковий стан системи керування	146
12.4. Робота системи керування за підтримки заданої частоти обертання силової турбіни	147
12.5. Робота системи керування у разі зупинки газоперекачувального агрегата	148
<i>Запитання і завдання для самоперевірки</i>	<i>150</i>
13. ЕЛЕКТРОННІ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ	151
<i>Запитання і завдання для самоперевірки</i>	<i>157</i>
Список літератури	158

Для нотаток

Навчальне видання

БЕРЕЗЬЛОВ Віктор Пилипович

ГВОЗДЕЦЬКИЙ Іван Іванович

КАПІТАНЧУК Костянтин Іванович

КОВЕШНІКОВ Микола Олексійович

ЯСИНІЦЬКИЙ Едуард Петрович

СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО
КЕРУВАННЯ ГАЗОТУРБІННИХ
УСТАНОВОК І КОМПРЕСОРІВ

Начальний посібник

Редактор *Н. П. Мельник*
Технічний редактор *А. І. Лавринович*
Коректор *О. О. Крუსь*
Комп'ютерна верстка *Л. Т. Колодіної*

Підп. до друку 13.03.10. Формат 60х84/16. Папір офс.
Офс. друк. Ум. друк. арк. 9,53. Обл.-вид. арк. 10,25.
Тираж 100 пр. Замовлення № 51-1.

Видавництво Національного авіаційного університету «НАУ-друк»
03680, Київ – 58, проспект Космонавта Комарова, 1

Свідцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 977 від 05.07.2002