

Міністерство освіти і науки України  
Національний технічний університет України  
“Київський політехнічний інститут”

## **КОНСТРУКЦІЯ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОВИХ ТУРБІН ТЕС та АЕС**

Методичні вказівки  
до виконання лабораторних робіт

Київ  
“Політехніка”  
2014

Міністерство освіти і науки України  
Національний технічний університет України  
“Київський політехнічний інститут”

## **КОНСТРУКЦІЯ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОВИХ ТУРБІН ТЕС та АЕС**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
до виконання лабораторних робіт  
для студентів теплоенергетичних спеціальностей

Затверджено Вченою радою ТЕФ НТУУ”КПІ”

Київ  
“Політехніка”  
2014

Конструкція основних елементів парових турбін ТЕС та АЕС. Методичні  
вказівки до виконання лабораторних робіт для студентів теплоенергетичних

спеціальностей денної та заочної форм навчання. /Уклад: О.Ю.Черноусенко,  
Л.С.Бутовський, О.О. Грановська, Т.В. Нікуленкова / – К.: ВПІ ВПК “Політехніка”,  
2014 – 70 с.

*Гриф надано Вченою радою ТЕФ НТУУ “КПІ”*

*(Протокол № 5 від \_\_.06.2014 р.)*

На вчальне видання

**КОНСТРУКЦІЯ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ  
ПАРОВИХ ТУРБІН ТЕС та АЕС**

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт  
для студентів теплоенергетичних спеціальностей

Укладачі: *Черноусенко Ольга Юріївна, докт.техн.наук, проф.  
Бутовський Леонід Сергійович, канд.техн.наук, доц.  
Грановська олена Олександрівна.ст.викл.  
Нікуленкова Тетяна Володимірівна, канд.техн.наук, ас.*

Відповідальний редактор *О.В.Георгієв, канд. техн..к, доцент*

Рецензент: *Турик В.М., к.т.н., доц. кафедри прикладної  
гідроаеромеханіки та механотроніки НТУУ «КПІ»*

*За редакцією укладачів*

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
Лабораторна робота № 1 Валопровід парової турбіни та його робота .....	5
1.1 Конструкція валопровода та умови його роботи .....	5
1.2 Робочі лопатки .....	6
1.3 Конструкції роторів парових турбін.....	14
1.3.1 Типи роторів парових турбін.....	14
1.3.2 Суцільноковані ротори.....	15
1.3.3 Збірні ротори .....	17
1.3.4 Ротори, які з'єднані зваркою або болтами .....	20
1.4 Контрольні питання.....	20
Лабораторна робота № 2 З'єднувальні муфти та валоповоротні пристрої .	21
2.1 Конструкції та робота з'єднувальних муфт .....	21
2.2 Осьові зусилля, які діють на ротор.....	26
2.3 Конструкції та робота валоповоротних пристроїв.....	28
2.4 Контрольні питання.....	36
Лабораторна робота № 3. Конструкція та робота корпусів.....	36
парових турбін.....	36
3.1 Загальні вимоги до конструкції корпусів парових турбін.....	36
3.2 Конструкції корпусів ЦВТ і ЦСТ.....	39
3.2.1 Конструкції одностінних корпусів.....	39
3.2.2 Конструкції двостінних корпусів.....	44
3.3 Конструкції корпусів ЦНТ.....	46
3.4 Загальна конструкція діафрагм .....	49
3.5. Соплові апарати перших ступенів турбіни.....	51
3.6 Контрольні питання.....	53
Лабораторна робота № 4. Конструкція та робота органів.....	
паророзподілу.....	53
4.1 Призначення та вимоги до органів паророзподілу.....	53
4.2 Конструкції регулюючих клапанів.....	54
4.3 Стопорні та зворотні клапани і заслонки .....	60
4.4 Контрольні питання.....	69
Список використаної літератури.....	70

## ВСТУП

Сучасні парові турбіни є основним двигуном теплових та атомних електростанцій, важливі з точки зору потреб в електроенергії, які постійно збільшуються. Енергетичні турбіни виготовляють потужністю до 1200 МВт.

Парові турбіни працюють в складних умовах під дією різних сил, в тому числі динамічних. Робочим тілом в парових турбінах є пара високого тиску та температури. Основні деталі парових турбін можуть надійно працювати тільки в розрахових умовах. Це стосується, в першу чергу, клапанів, корпусів, фланцевих з'єднань, роторів тощо. Зазори між нерухомими деталями та деталями, що обертаються, дуже малі і складають іноді долі міліметра, тому вимоги до виготовлення, монтажу та експлуатації турбін дуже високі.

Загальну конструкцію турбіни умовно можливо розділити на два комплексу вузлів та деталей. До одного з них відносять статор (нерухомі деталі, як корпус турбіни, обойми, діафрагми з сопловими лопатками та органи паророзподілу). До другого комплексу умовно відносять елементи турбіни, що обертаються (валопровід, який включає ротор турбіни з диском та робочими лопатками, ущільнення турбіни, підшипники, з'єднувальні муфти та валоповоротні пристрої).

### **Лабораторна робота № 1** **Валопровід парової турбіни та його робота**

#### **Завдання на лабораторну роботу**

1. Накреслити валопровід парової турбіни.
2. Визначити діаметр валу, диску 1-го ступеня, довжину робочої лопатки.
3. Визначити максимальну кількість робочих лопаток на валу.

#### **1.1 Конструкція валопровода та умови його роботи**

Валопровід турбоагрегата – це сукупність об'єднаних між собою роторів циліндрів турбіни і генератора, які розташовані послідовно. Ротори з'єднуються за допомогою муфт. Ротор включає в себе вал, диски з робочими лопатками і деякі інші елементи, які забезпечують його зборку і нормальну роботу.

Валопроводи (ротори) турбін працюють в дуже тяжких умовах.

Насамперед, ротор обертається з високою частотою, а внаслідок того, що його розміри і маса закріплених на ньому лопаток велика, то і великі напруги від дії відцентрових сил, які виникають в роторі під час його обертання. При цьому потрібно прийняти до уваги, що в умовах

експлуатації частота обертання може на (10 – 12) % перевищити номінальну (50 1/с або 25 1/с), при цьому напруга від дії відцентрових сил виростає на (20 – 50) %. Найбільша напруга від обертання виникає в центральній зоні ротора і на ободі, де закріплені робочі лопатки.

Ротори ЦВТ і ЦСТ турбін ТЕС, в паровпускній частині яких температура складає (545 – 565) °С, повинні витримувати високі напруги від обертання в умовах високотемпературної повзучості впродовж усього терміну служби. В роторі не повинні виникати тріщини довготривалої міцності, а радіальні розміри не повинні збільшуватись до недопустимого значення.

Валопровід турбіни підсумовує обертальні моменти, які виникають в дисках з робочими лопатками, і, в кінцевому рахунку, передає їх ротору генератора. Таким чином, на вихідному валі турбіни розвивається максимальний обертальний момент.

При цьому потрібно прийняти до уваги, що при деяких експлуатаційних режимах, наприклад, у разі виникнення короткого замикання в генераторі, обертальний момент може вирости в (6 – 10) разів у порівнянні з номінальним значенням. Шийка вихідного вала турбіни повинна передавати ці високі скручуючі навантаження без руйнування.

Ротор турбіни – один з елементів, вздовж якого змінюється температура пари, що протікає всередині турбіни. Швидкі зміни температури приводять до виникнення в роторах високих температурних напружень, а при їх циклічному повторенні – до появи тріщин термічної утомленості.

Крім цього, потрібно прийняти до уваги, що з точки зору врахування вартості ротора його виконують з слаблегованих сталей, які піддаються корозії.

## **1.2 Робочі лопатки**

### *Умови роботи робочих лопаток*

Основою частиною турбіни, яка визначає її економічність та надійність, є проточна частина. Найбільш відповідальними елементами проточної частини є робочі лопатки, які утворюють робочу решітку. В каналах робочої решітки відбувається перетворення кінетичної енергії потоку пари в роботу обертання на валу турбіни.

Робоча лопатка працює в дуже важких умовах, які обумовлюються дією таких факторів [5]:

1 – При обертанні з великою швидкістю в лопатці виникають великі відцентрові сили та високі напруги розтягу, які намагаються розірвати лопатку і вирвати її з диску.

2 – Колова сила, яка утворює корисний крутний момент на валу турбіни, вигинає лопатку в площині диску.

3 – Лопатка вигинається вздовж осі турбіни під дією різниці тисків з обох боків лопатки ( $p_1 - p_2$ ).

4 – Вигинаючі сили, які діють на робочі лопатки при виході пари з сопел, не є сталими у часі. За кінцівками соплових лопаток утворюються кромочні сліди із зменшенням тиску. Це призводить до збудження коливань лопаток та можливості появи тріщин високочастотної утомленості, які у разі розвитку можуть досягнути критичного розміру і призвести до раптового відриву лопатки. Крім того, спостерігається зміна геометричних розмірів каналів соплових лопаток.

5 – Особливо високі змінні навантаження діють на робочі лопатки в парціальних регулюючих ступенях. Під час проходження лопатки перед групою сопел, з яких поступає пара, на лопатку діє повний динамічний тиск пари. В зоні виходу лопатки з активної дуги підводу пари зусилля майже повністю пропадають. Це також призводить до появи великої змінної аеродинамічної сили.

6 – Тиск пари, що протікає в проточній частині турбіни, змінюється в області відбору пари на регенерацію.

7 – Робочі лопатки перших ступенів ЦВТ та ЦСТ турбін ТЕС працюють в умовах високих температур, які призводять до появи повзучості.

8 – Для робочих лопаток турбін АЕС та останніх ступенів турбін ТЕС дуже небезпечною є ерозія, яка призводить до зношення їх поверхонь.

9 – Агресивні домішки, які є в парі, визивають корозію та зниження опору дії сталих та змінних напруг.

#### *Типи та конструкції робочих лопаток*

Робочі лопатки турбін можна класифікувати за різними признаками.

По характеру робочого процесу вони поділяються на активні і реактивні. До першої групи відносяться такі лопатки, які працюють з реактивністю до (10 - 15) % (в зв'язку із зміною реактивності вздовж висоти лопатки цифра, яка визначає ступінь реактивності, відноситься за звичаєм до середини висоти лопатки). Лопатки можуть мати постійний та змінний перетин по висоті профіля, який може бути циліндричним та закрученим.

За технологічним процесом виготовлення можна розглядати лопатки штамповані, катані, фрезеровані (або взагалі оброблені ріжучим інструментом) та литі. Останні використовуються в спеціальних конструкціях газових турбін.

Робоча лопатка активної парової турбіни (рис. 1.1 [2] ) має постійний по висоті профіль і може бути виготовлена як холодною прокаткою (світлокатаний профіль), так і фрезеруванням. В лопатці розрізняють:

перо 3, яке складається із корита та спинки, хвостовик 5 і кінцеву частину у вигляді шипу 1. Хвостовиками лопатки кріпляться до диска 6 (або барабана), а між ними вставляються проміжні вставки 4, які визначають розмір кроку лопаток і обмежують ширину робочого каналу між лопатками. На протилежному боці стінкою канала служить стрічковий бандаж 2 на шипах 1, що розклепуються після установки бандажа. По довжині кола колеса бандаж складається з декількох кусків з невеликими зазорами між ними для компенсації температурного розширення бандажа.

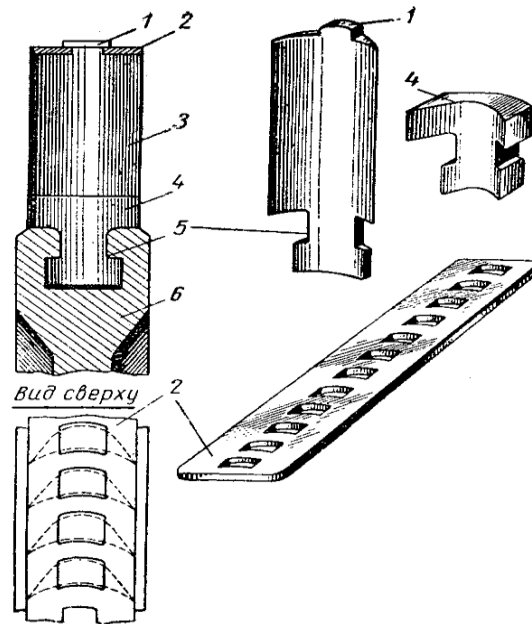


Рис. 1.1 - Робоча лопатка активної парової турбіни та її кріплення на диску:

1 – шип лопатки; 2 – бандажна стрічка; 3 – перо; 4 – проміжна вставка; 5 – хвостовик; 6 – диск

Короткі лопатки ( $d/l \geq 10$ ) виконують з постійним по висоті профілем, довгі – з перемінним (рис. 1.2) [5]. Довгі лопатки доводиться виконувати закрученими у відповідності із змінними по висоті лопатки трикутниками швидкостей. Одночасно необхідно зменшувати їх площину від кореневого перетину до периферійного, для зменшення величини відцентрової сили робочої частини лопатки та напруги в кореновому перетині та хвостовику. Робоча частина лопатки фрезерується або строгається на спеціальних станках під копірку, а потім полірується до дзеркального блиску. Це зменшує втрати від тертя пари об поверхню лопаток та збільшує їх опір утомленості.

Хвостовик – це один з самих напружених та відповідальних елементів лопатки, за його допомогою лопатка закріплюється на диску.



Вибір типу хвостовика для робочої лопатки визначається двома факторами: навантаженням, яке утворюється лопаткою, та наявним технологічним обладнанням турбінного заводу.

На рис. 1.3, 1.4 [4, 5] показаний один з простих типів хвостовиків – Т-подібний, який використовується ЛМЗ та ТМЗ для кріплення лопаток малої та середньої довжини. Для встановлення лопатки на диску виконують паз, який відповідає профілю хвостовика. Для заведення лопаток в диск в ньому з двох протилежних сторін виконують прорізи (рис. 1.3, б), через які набираються і заводяться лопатки вздовж кола диска. Останніми безпосередньо в прорізи встановлюються замкові лопатки (рис. 1.3, в), які кріплять до диску циліндричними заклепками.

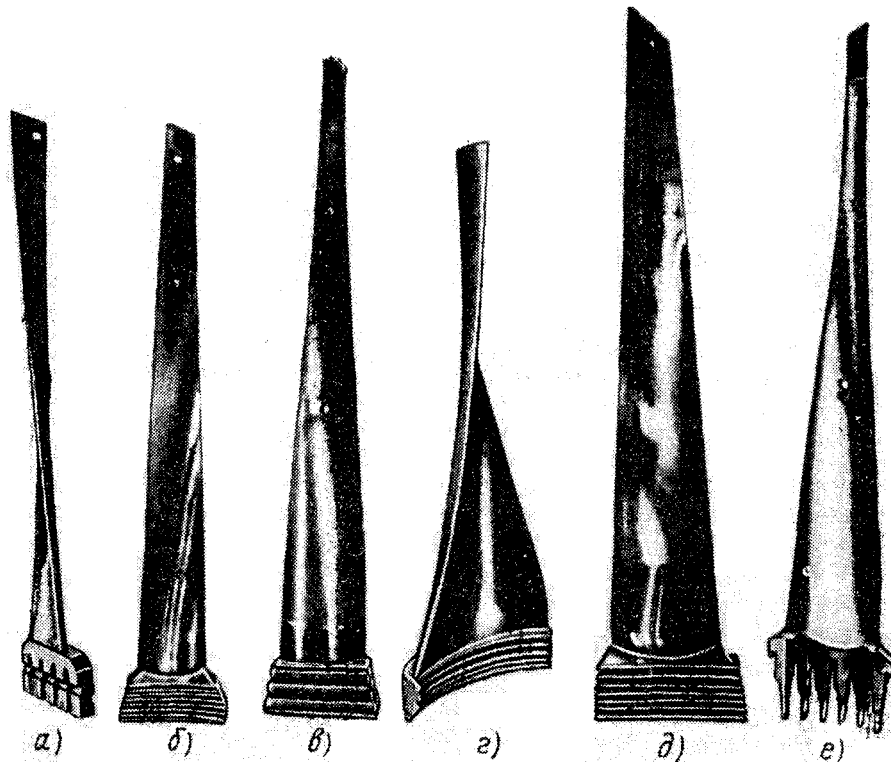


Рис. 1.2 - Приклади лопаток останніх ступенів великих парових турбін:

*a* – лопатка ЛМЗ довжиною 960 мм на 50 об/с; *б* – лопатка ТМЗ довжиною 940 мм на 50 об/с; *в* – лопатка ЛМЗ з титанового сплаву довжиною 1200 мм на 50 об/с; *г* – лопатка швейцарської турбіни довжиною біля 1000 мм на 50 об/с; *д* – лопатка ХТЗ довжиною 1450 мм на 25 об/с; *е* – лопатка американської турбіни довжиною 1320 мм на 30 об/с;

Хвостовики Т-подібної конструкції придатні тільки для коротких лопаток, у яких невелика відцентрова сила. Слабким місцем такого хвостового з'єднання є перерізи А-А та В-В ободу диска (рис. 1.3,а). Відцентрова сила, яка виникає від дії лопатки під час обертання диска, сприймається опорними площадками С-С та Д-Д. Рівнодіюча цих сил - *R*

(рис. 1.3, з), викликає підвищені напруги в перерізах А-А та В-В та намагається розігнути «щоки» диску. Це може викликати в зоні високих температур появу тріщин тривалої міцності, що вимагає збільшення товщини профілю диска на периферії. Для зменшення напруг в ободі диска на хвостовій частині лопатки виконують замки (рис. 1.3, д) з щільним контактом поверхонь хвостовика і диска. Під дією відцентрової сили  $R_1$ , яка прикладена до опорної поверхні ободу в місці контакту, появляється сила  $R_2$ , яка зменшує вигинаючі напруги в перетині В-В.

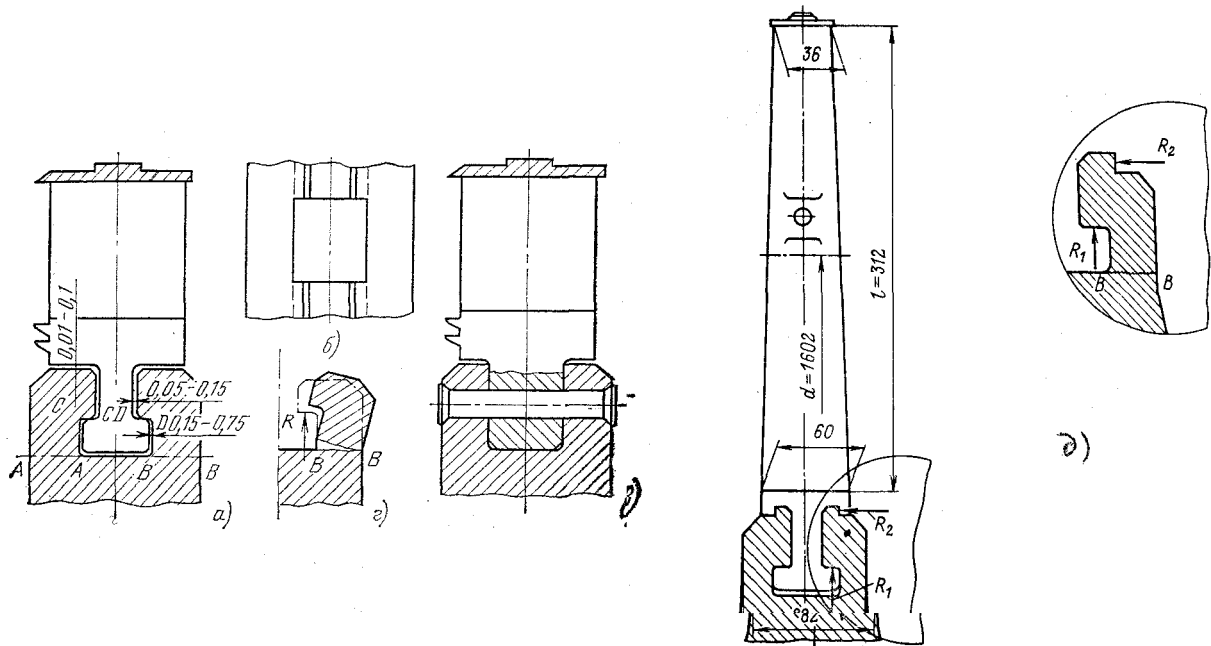


Рис. 1.3. Робоча лопатка з Т-подібним хвостовиком:

а – хвостове з'єднання; б – колодязь для заводки лопаток; в – кріплення робочої замкової лопатки заклепкою; з – розгиб «щоки» диску центробіжною силою лопатки, д – лопатка з замками

В турбінах ХТЗ крім Т-подібних хвостовиків використовуються також грибовидні хвостовики (рис. 1.4, з, д) [4]. В цьому разі на ободі диска виконується виступ («гриб»), а на хвостовику лопатки – паз, що відповідає формі виступу. В двох протилежних місцях обода частина виступу зрізається і через ці вирізи заводяться лопатки. Замкові лопатки виконуються окремо, точно за формою частини грибка, яка залишається та прикріплюються до обода заклепками. На поверхні обода виконуються замки, які на відміну від Т-подібного хвостовика запобігають розгинанню хвостовика, а не «щоки» диску. Хвостовик, який зображений на рис. 1.4, д, призначається для довгих лопаток, які мають значну відцентрову силу.

На рис. 1.4, з показаний зубчатий хвостовик з коловим заведенням, який використовує КТЗ для лопаток, які мають не дуже великі зусилля розтягу. Зубчатий профіль хвостовика повинен бути виконаний з великою

точністю для рівномірного розподілу навантаження по зубцях. Тому розмір ( $y$ ) дається з допуском  $\pm 0,005$  мм як для хвостовика, так і для канавки в диску. Лопатки заводяться в паз, в який потім вставляються замкові лопатки, що кріпляться до диску заклепками.

На рис. 1.4, *е, ж* показані вильчаті хвостові з'єднання, які використовує ЛМЗ для лопаток середньої та великої довжини. Ці хвостовики мають від двох до п'яти вилок [5]. Збільшення числа вилок дозволяє збільшити кількість поверхонь зрізу самого слабкого елемента – циліндричних заклепок.

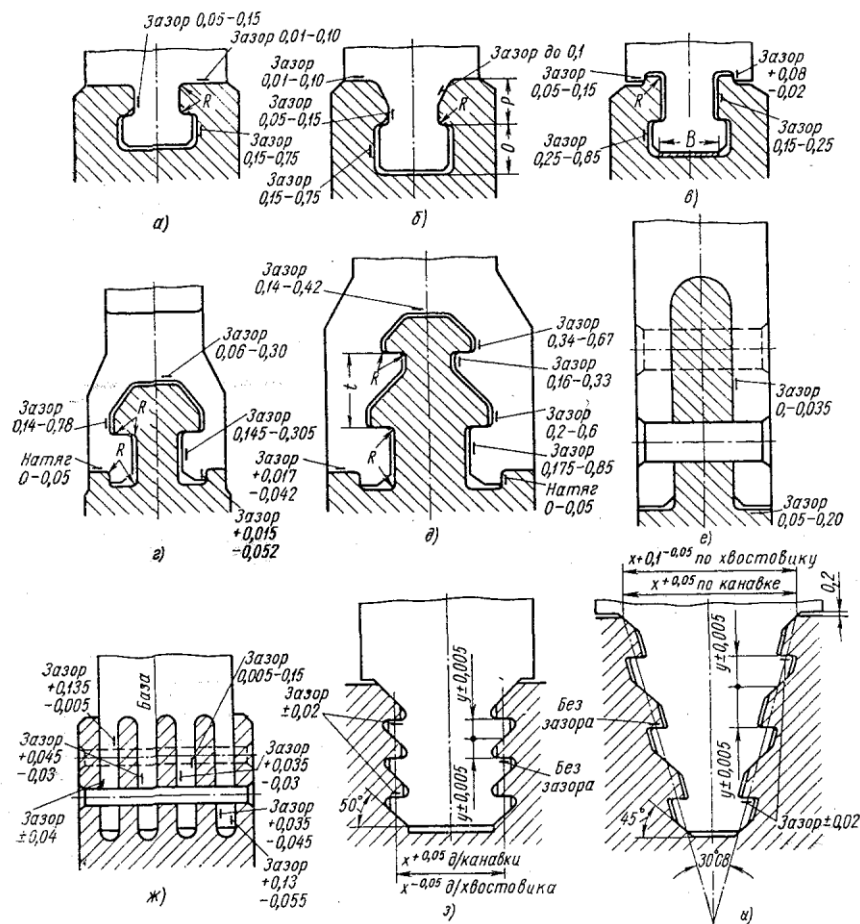


Рис. 1.4 - Типи лопаточних хвостовиків з круговими канавками або гребенями у диску. Величини зазорів дані як різниця однойменних розмірів диску та лопатки:

*а), б), в)* – Т-подібні хвостовики; *г), д)* – грибовидні хвостовики; *е, ж)* – вильчаті хвостовики; *з, и)* – ялинкові хвостовики

Для лопаток останніх ступенів ХТЗ та ТМЗ використовують ялинковий хвостовик з торцевим заведенням (рис. 1.4 *з, и*; 1.5), велике число опорних поверхонь якого забезпечує високу несучу спроможність. Хвостовик та паз в диску можуть бути виконані по дузі кола, для того, щоб кореневий перетин лопатки розміщувався на полці хвостовика без

звисяння кромки. Це забезпечує високу міцність лопатки щодо утомленості.

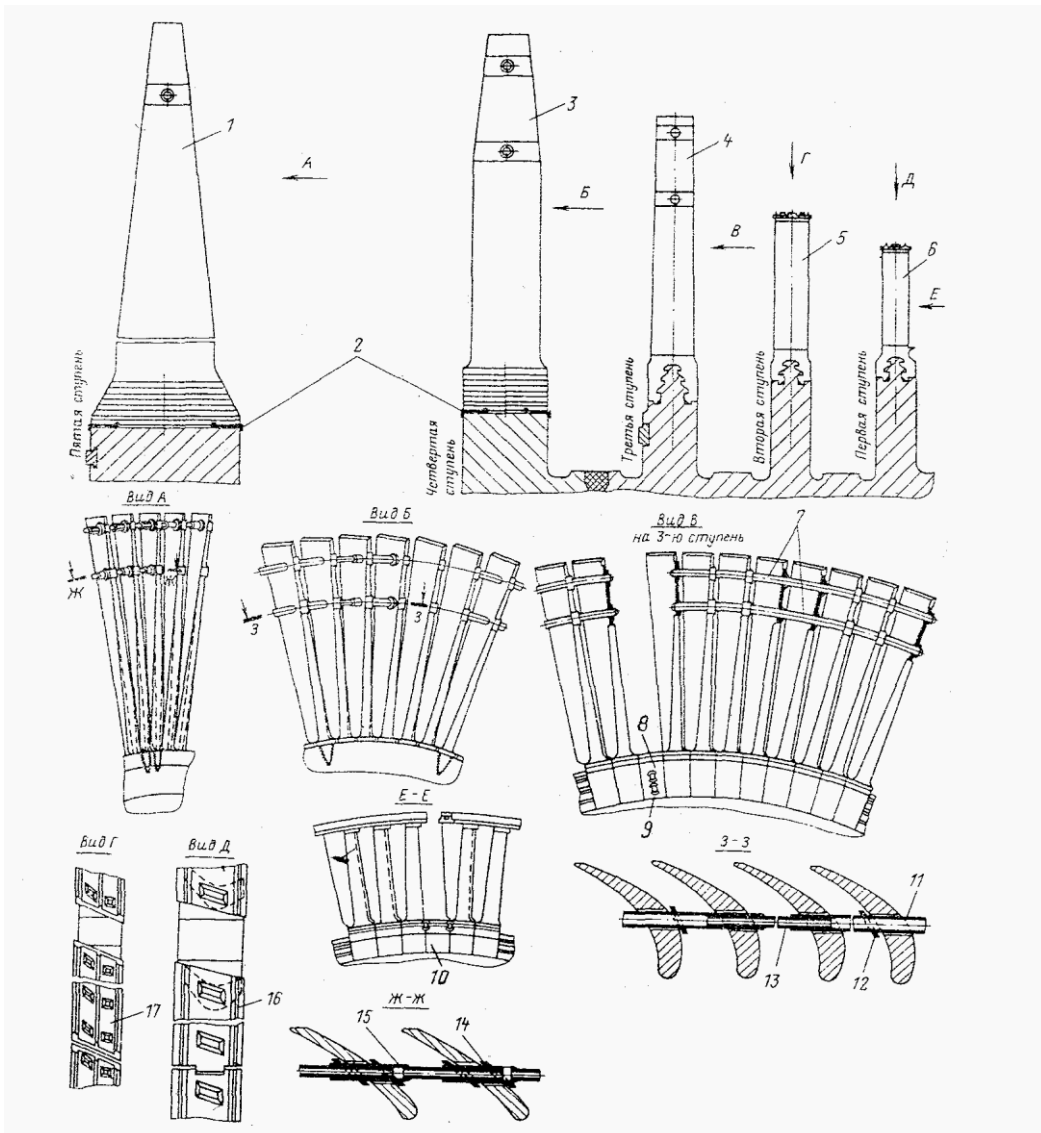


Рис. 1.5 - Робочі лопатки ротора низького тиску турбін ХТЗ:

1 – лопатка V ступеню; 2 – стопори; 3 – лопатка IV ступеню; 4 – лопатка III ступеню; 5 – лопатка II ступеню; 6 – лопатка I ступеню; 7 – проволочні зв'язки; 8, 10 – проставки; 9 – штифти, які тримають проставки; 11 – трубчаті зв'язки; 12, 14 – обмежувачі шайби; 13 – стрижень; 15 – втулкові зв'язки; 16, 17 – стрічковий бандаж.

Кожна лопатка закріплюється в осьовому напрямку за допомогою двох пластичних стопорів (рис. 1.5, а) [5], один кінець кожного з яких перед заведенням лопатки в паз загинається в тіло хвостовика, а другий - на поверхню диска. Конструкцію кінцевої частини лопаток та зв'язків між ними виконують таким чином, щоб зменшити витoki пари, а також підвищити вібраційну надійність лопаточного апарату.

Приклади конструкцій кінцевої частини лопаток показані на рис. 1.6 [4]. Форма "а" часто зустрічається в лопатках світлокатаного профілю. Форма "б" використовується для лопаток із значною товщиною

профілю. Кругла форма шипа спрощує виготовлення бандажу. Діаметр шипа виконується по 4-му класу точності для ходової посадки. Форма “в” використовується в лопатках з малим кроком, але великою товщиною профілю. Форма “з” має скошену голівку. Форма “д” використовується в лопатках значної ширини із зтоншеним на периферії профілем, який не допускає розміщення шипів. Форма “е” є типовою для реактивних лопаток без бандажу, вона відрізняється малим радіальним зазором відносно корпусу. Тоншання хвостовика виконується звичайно до товщини 0,5 мм. Форма “ж” використовується для великих діаметрів шипів. Кільцева канавка навколо шипа робиться для того, щоб не ослаблювати бандаж глибокою зенковкою отвору під шип; в даній конструкції зенковка може бути неглибокою. Внутрішній конус в шипі полегшує розклепування головки. Форма “з” представляє собою прямокутну полку, фрезеровану разом з лопаткою. Полки перекривають лопаточні канали і утворюють над ними бандаж.

В деяких конструкціях полки лопаток зварюють між собою, об'єднуючи групу лопаток в пакет. Кількість лопаток, зв'язаних в пакет, дорівнює 5 - 20 шт. і зменшується із зменшенням діаметра ротора і підвищенням температури пари. Зазори між сегментами бандажа складають 0,3 – 1 мм для перших ступенів і 1 - 1,5 мм для останніх ступенів.

Бандаж до торців лопаток повинен прилягати щільно, допускається зазор не більше 0,1 мм. Для підвищення жорсткості з'єднання бандажу з лопатками іноді бандажні сегменти припаюють до лопаток срібним припоєм.

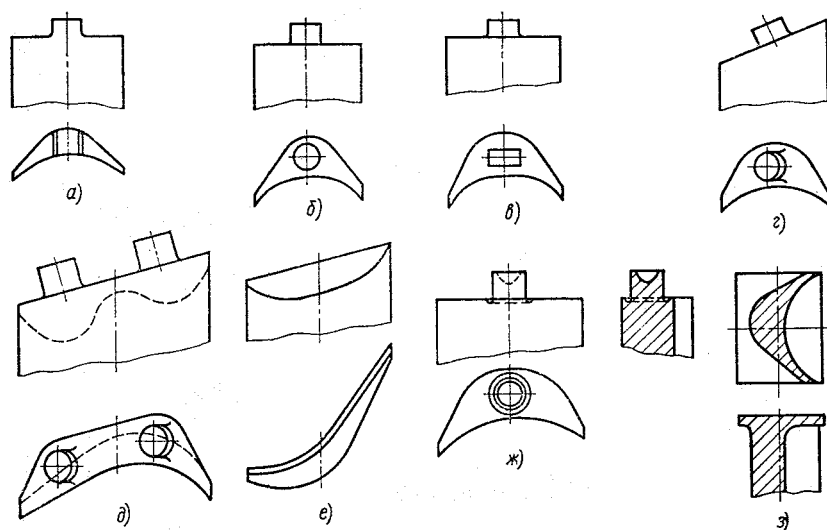


Рис.1.6. Конструкції кінцевої частини лопаток

В багатьох сучасних конструкціях парових турбін бандаж використовується для ущільнення від витoku пари через осьові та радіальні зазори. Приклади конструкцій бандажів показані на рис. 1.7 [4].

Бандаж типу “а” із спеціально прокатоаної смуги ущільнює як осьовий зазор між соплами і робочими лопатками, так і радіальний зазор робочих лопаток. Нижня стрічка бандажу типу “б” товщиною біля 0,8 мм виготовляється з червоної міді (при невисокій температурі) або з нікеля і ущільнює осьовий зазор.

Зовнішній сталевий бандаж має звичайну конструкцію (скіс кромки робиться для зменшення напруги вигину в бандажі від відцентрової сили). На рисунку показано шип лопатки до розклепки. Бандаж типу “в” використовується в парових турбінах ЛМЗ. Для зменшення витoku пари зроблено складне лабіринтове ущільнення.

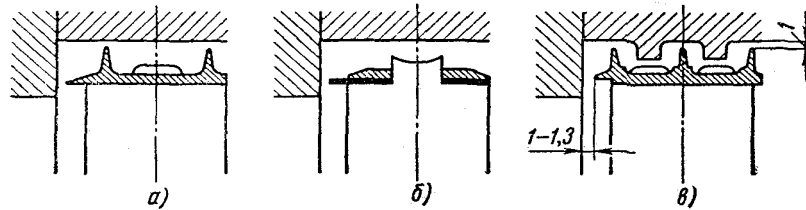


Рис. 1.7. Типи бандажів лопаток парових турбін

В робочих лопатках середньої та великої довжини, де периферійні перетoki пари мають відносно невелику величину, а наявність стрічкового бандажу може привести до значного збільшення відцентрової сили, для зменшення власної частоти коливань лопаток виконують демпферні зв'язки між робочими частинами лопаток у вигляді проволочки або трубок (рис. 1.5, перерізи З - З та Ж - Ж) [5]. Ці зв'язки можуть бути припаяні срібним припоєм або просто вставлені у відповідні отвори. У всіх випадках демпферний бандаж повинен виконувати такі функції: повинен бути достатньо податливим, щоб щільно прилягати до лопатки під дією відцентрових сил та достатньо жорстким, щоб мати необхідну міцність.

### 1.3 Конструкції роторів парових турбін

#### 1.3.1 Типи роторів парових турбін

Ротори парових турбін класифікуються за конструктивними та технологічними ознаками. За першою ознакою розрізняють ротори дискові та барабанні; за другою – суцільноковані з насадними дисками або набірні, зварені, зболчені.

Основні типи роторів наведено на рис. 1.8 [1]. Ротор включає такі елементи: вал, диски, лопатковий апарат, напівмуфти. На роторі можуть розміщуватися елементи системи регулювання, захисту, виміру швидкості обертання ротора, а також датчики осьових і радіальних переміщень.

### 1.3.2 Суцільноковані ротори

На рис. 1.8, а [1] показано суцільнокований ротор. Вал 1, диски 2 і напівмуфта 3 виконані з одної заготовки. На периферії дисків виконують пази для установалення робочих лопаток. Суцільнокований ротор виготовляється із заготовки, яка відковується із відливки циліндричної форми. Поковка має бути осесиметричною, тобто вісь ротора повинна співпадати з віссю відливки. Діаметр відливки має обмеження, що обумовлені потужністю обладнання для ковки ротора.

В центральній частині вздовж осі ротора, як правило, виконується центральний отвір діаметром (100 - 120) мм. Це пов'язано з тим, що під час твердіння відливки, яке починається з периферії, саме в цій зоні концентруються шкідливі домішки та дефекти. Ці дефекти тим небезпечні, що вони розміщуються в зоні максимальних напружень. Центральний отвір, хоч і збільшує напруги в 2 рази, і відповідно зменшує критичний розмір дефектів, дозволяє за допомогою перископа та методів спеціальної ультразвукової та порошкової дефектоскопії перевірити поверхню отвору та усунути дефекти, які можуть бути в ньому. Використовується цей отвір також для періодичного контролю за появою та ростом дефектів у процесі експлуатації парової турбіни. Центральний отвір ретельно очищається і закривається з обох боків пробками. Суцільноковані ротори використовуються переважно в ЦВТ та ЦСТ, де є висока температура пари (500 – 565) °С, а колові швидкості та відцентрові сили, які діють на диски та робочі лопатки зазвичай помірні.

Суцільнокований ротор є більш жорстким у порівнянні, наприклад, з валом з насадними дисками (рис. 1.8, в). Це дозволяє розмістити на ньому більшу кількість ступенів. Відсутність насадних деталей підвищує надійність ротора. Недоліком суцільнокованих роторів є обмеженість у діаметрі, складність виготовлення, а також велика витрата матеріалу, яка пов'язана з виборкою матеріалу в процесі проточки дисків.

Для суцільнокованих роторів характерною є наявність термоутомленісних тріщин, які виникають в результаті циклічного деформування матеріалу, що в свою чергу, обумовлено повторними перехідними режимами турбіни. З цих міркувань найбільш небезпечні ділянки роторів розміщуються поблизу пазів для кріплення лопаток, в області теплових розвантажувальних канавок на поверхні валу, в місцях розміщення лабіринтових ущільнень, в зонах переходу від диску до валу, а також в області центрального отвору. В цих ділянках під час перехідних режимів турбіни (пуск, зупинка тощо) в результаті появи температурних градієнтів виникають місцеві напруги і деформації.

В області високих температур під час перехідних режимів виникають повторні пластичні деформації, які супроводжуються повзучістю. Чим швидше змінюється режим турбіни, тим більші температурні напруги і тим

більша ймовірність виникнення циклічних пластичних деформацій і появи термоутомленісних тріщин.

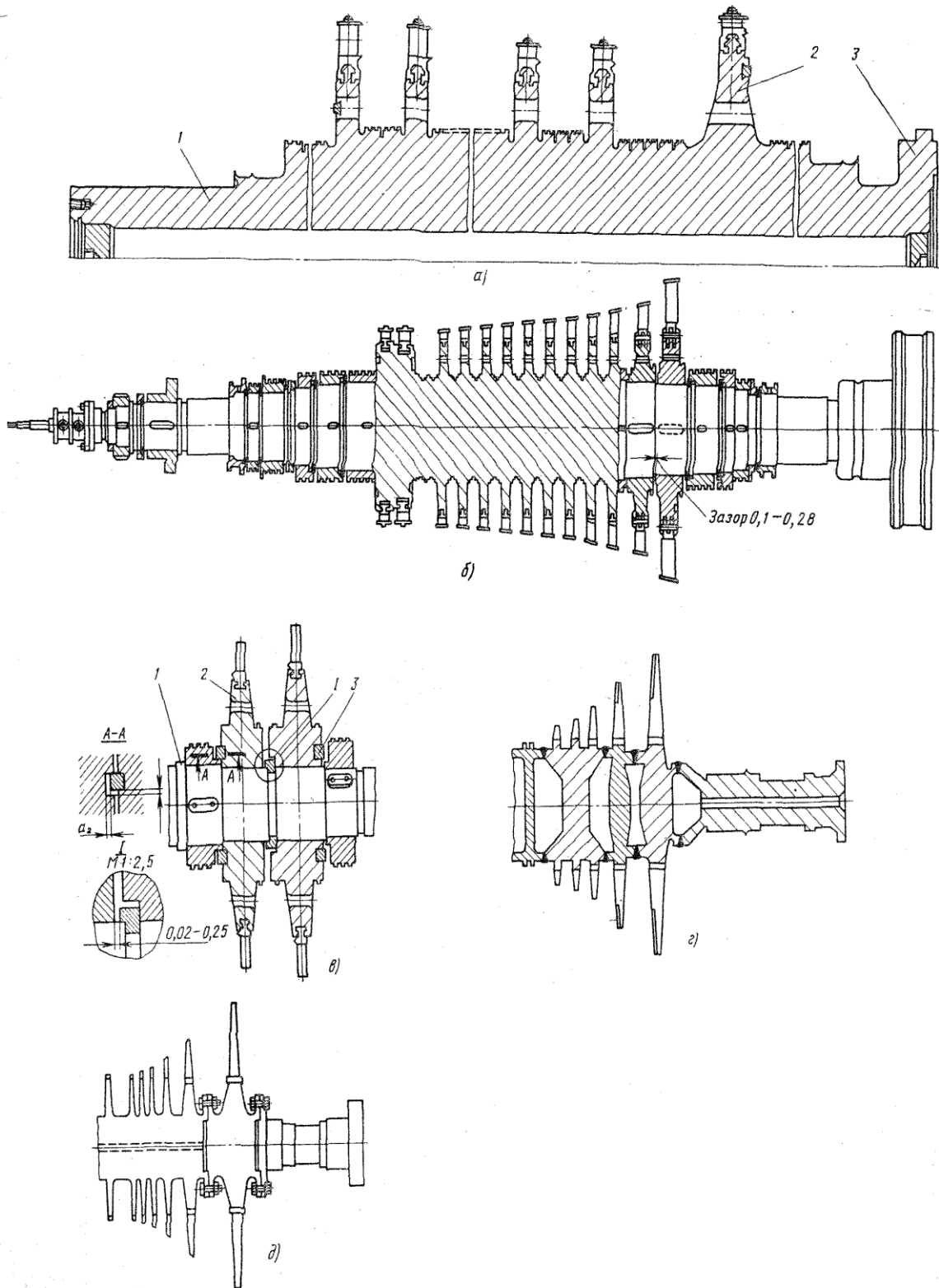


Рис. 1.8 – Типи роторів парових турбін:

а – суцільно кований; б – комбінований; в- з насадними дисками; г – зварний;  
 д – зібраний за допомогою болтів



### 1.3.3 Збірні ротори

Збірний ротор або ротор з насадними дисками (рис. 1.8, в; 1.9) [5] складається із ступеневого валу, на який з обох боків симетрично насаджуються диски, втулки кінцевих ущільнень, а також втулки масляних ущільнень корпусів підшипників. На валу виконуються шийки під вкладиші підшипників і для насадки напівмуфт.

Кожний диск звичайно складається з ободу, в якому виконують профільні пази для розміщення хвостовиків лопаток, полотна (профільної частини) і ступиці або втулки, внутрішня розточка якої стикається з посадковою поверхнею валу. Полотно диску профілюють так, щоб забезпечити міцність диску при максимально можливій частоті обертання. З цих міркувань вибирають також ширину ступиці.

Перед посадкою диска на вал, розмір його внутрішньої розточки повинен бути трохи менший ніж діаметр поверхні посадки валу. Різницю радіусів валу і диска до посадки називають натягом. Перед процесом насадження диск розігрівають, щоб його внутрішній діаметр став більший діаметра валу. Вал ставлять вертикально і надягають на нього диск. Після охолодження діаметр розточки диска зменшується, диск щільно сідає на вал і в місці їх сполучення виникає контактний тиск, який перешкоджає провороту диска на валу. За рахунок контактної тиску між диском і валом здійснюється передача обертального моменту від диска до валу.

Величина контактної тиску залежить від частоти обертання ротора. При нерухомому роторі контактний тиск максимальний. При збільшенні частоти обертання диск розширюється в радіальному напрямку більше ніж вал, і в результаті при певній частоті обертання, яка називається визвольною, контактний тиск може зникнути і крутний момент не буде передаватися на вал через посадковий натяг. Тому визвольна частота обертання повинна бути більшою ніж будь яка можлива робоча частота обертання ротора.

Чим більший натяг посадки, тим вища визвольна частота обертання. Тому на перший погляд здається, що забезпечити необхідну визвольну частоту неважко: для цього потрібно посадити диск на вал з достатнім натягом. Однак, в диску, насаженому на вал, крім контактної тиску виникає напруження, яке прагне розірвати диск. Такі ж напруги виникають в диску від відцентрових сил, які виникають при обертанні валу.

Ротори з насадними дисками використовують при порівняно невисоких температурах (до 300 – 350 °С), тому що при більш високих температурах можливе ослаблення посадки диска на валу, яке викликається повзучістю матеріалу диска і релаксацією контактних напруг на його посадочній поверхні. Таким чином, натяг створює додаткове напруження в диску, а надмірний натяг є шкідливим.

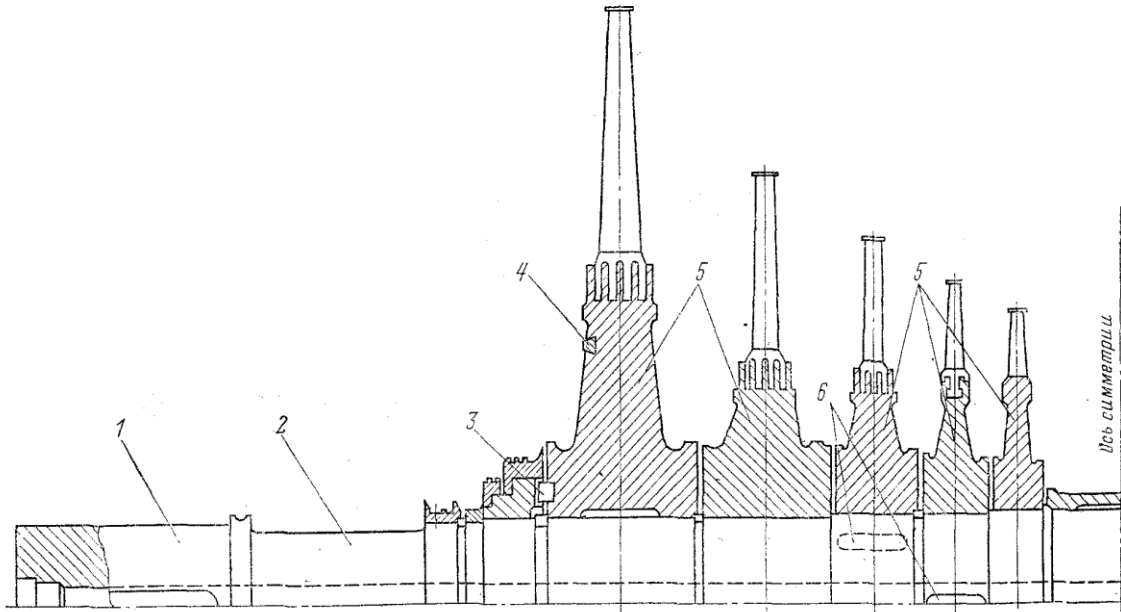


Рис. 1.9 - Збірний ротор двопоточного ЦНТ:

1 - шийка для посадки напівмуфти; 2 - шийка вала під вкладиш підшипника; 3 - торцева шпонка; 4 - балансувальні ваги; 5 - насадні диски; 6 - осьові шпонки

Натяг при проектуванні треба розраховувати дуже точно, для того щоб забезпечити достатній запас відносно визвольної частоти обертання по відношенню до робочої, але щоб при цьому не створювалась без необхідності зайва напруга від посадки диска на вал.

Орієнтована величина натягу дорівнює 0,001 діаметру вала. Різниця між максимальним і мінімальним натягами зазвичай дорівнює (0,05 – 0,08) мм [4].

Разом з тим в умовах експлуатації можливе тимчасове ослаблення посадки диска на валу, наприклад, при швидкому зростанні температури в проточній частині турбіни, коли диск може прогрітися швидше за вал. Для того, щоб гарантувати передачу обертового моменту в таких умовах, між диском і валом встановлюють осьові шпонки (рис. 1.9, в).

Шпоночні пази різко збільшують напругу в диску, особливо в кутах шпоночного паза. При появі в них тріщин критичного розміру може виникнути раптове руйнування диску. Тому осьові шпонки встановлюють тільки під легкими дисками, напруги в яких невеликі навіть з урахуванням наявності осьових шпонок. Для навантажених дисків, зокрема для дисків останніх ступенів, використовують торцеві шпонки, тобто шпонки, які встановлюються між торцевою поверхнею диску і додатковою легкою деталлю, яка насаджена на вал (рис. 1.10) [5].

В осьовому напрямку диск на валу фіксують за допомогою буртика на валу, до якого насувається диск під час гарячої посадки, і кільця, яке встановлюється також в гарячому стані в спеціальну розточку на валу. Зазвичай таке фіксуюче кільце виконується розрізним. Після встановлення

двох половинок кільця, на нього насувають диск або втулку, яка межує з диском. Диск повинен мати можливість вільно розширюватись в осьовому напрямку, не вступаючи при цьому в контакт з сусідніми дисками, втулками або кільцями. Якщо такий контакт виникне, то, оскільки він не може бути суцільним вздовж всього кола, може виникнути прогин і вібрація валу.

Основною перевагою збірних роторів є те, що їх можна виконати дуже великих розмірів з високою точністю і якістю обробки дисків та валів. При цьому також забезпечується значна економія матеріалу при виготовленні валу і дисків.

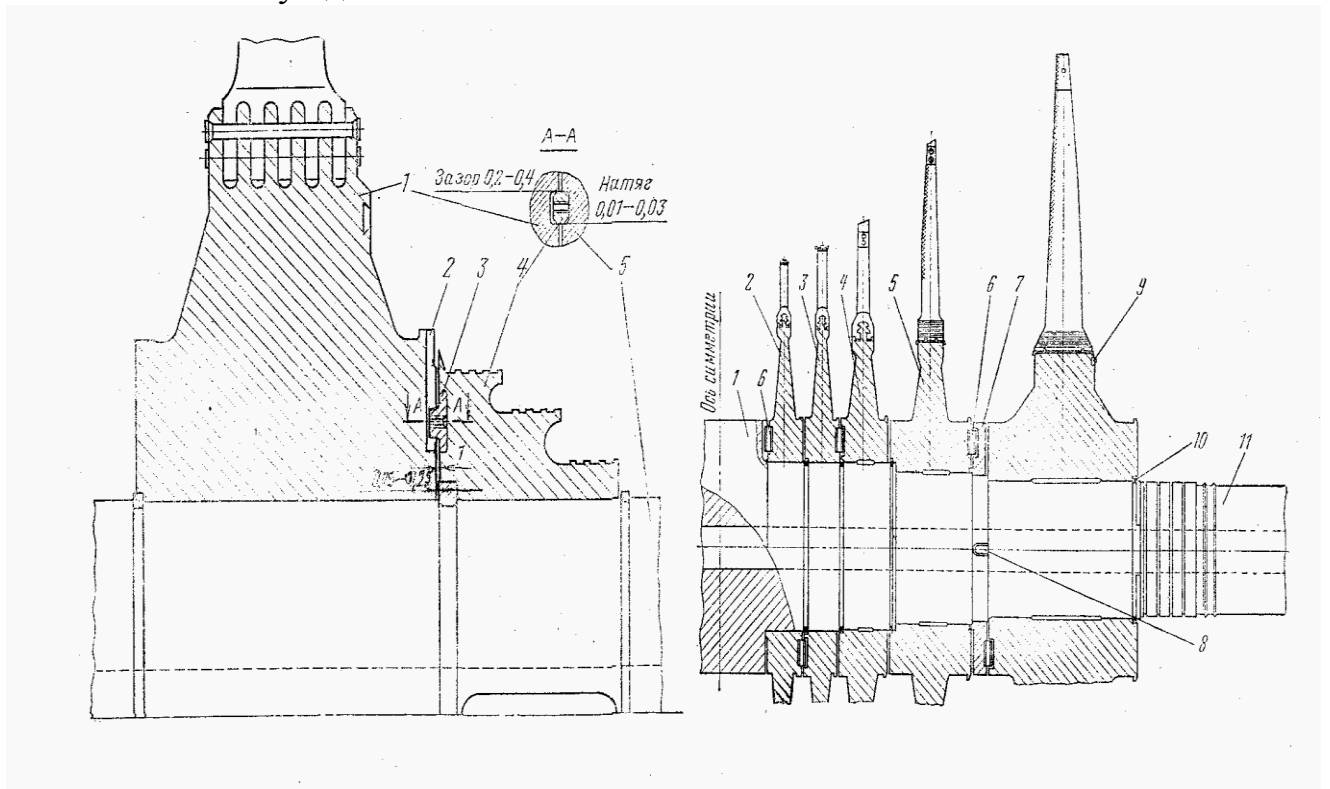


Рис. 1.10. Передача крутного моменту через торцеву шпонку (а) та збірний ротор двопоточного ЦНТ турбіни ХТЗ (б):

1 – виступ вала; 2 - 5 – диски I-IV ступенів; 6 – торцева шпонка; 7 – шпоночне кільце; 8 – осьова шпонка; 9 – балансувальна вага; 10 – кільце для осьової фіксації диска; 11 – шийка вала під вкладиш підшипника

До недоліків роторів з насадними дисками можна віднести складність технології зборки, необхідність ступеневого балансування і вимоги у високій культурі виробництва. Із збільшенням потужності турбін збільшуються діаметри останніх ступенів ЦНТ, ротори низького тиску стають все більш напруженими. Напруги на внутрішній розточці дисків наближаються до граничних для матеріалів, що використовуються в турбінобудуванні, тому ширина ступиць дисків в осьовому напрямку збільшується, а кількість ступенів на роторі обмежується для зменшення

відстані між опорами валу турбіни. Крім того, в шпоночних пазах можлива поява тріщин внаслідок виникнення корозії під напругою.

Якщо співпадання температур та питомих об'ємів пари в одноциліндрових турбінах на вході і виході невелике, використовують або суцільнокований або складений ротор. Якщо співвідношення температур та питомих об'ємів пари на вході і виході невелике, то використовують комбінований ротор, паровпускна частина якого виконується суцільнокованою, а вихідна – з насадними дисками (рис. 1.8, б).

#### *1.3.4 Ротори, які з'єднані зваркою або болтами*

Останнім часом широке розповсюдження в циліндрах низького тиску отримали зварні ротори (рис. 1.8, з). Такий ротор складається з кованих дисків, які зварені між собою електрозваркою. Якість матеріалу в невеликих поковках вища чим в суцільнокованих. Як і в збірних роторах, радіальні розміри зварного ротора не обмежуються технологічними можливостями виготовлення великих поковок високої якості.

Напруги, які викликані обертанням, в зварному роторі менші чим в збірному, тому що в ньому відсутній центральний отвір (це знижує напругу більш ніж у 2 рази) і посадка диска на вал. В свою чергу ці дві обставини дозволяють виключити у дисків ступицю, а форму диску зробити такою, щоб напруга в ньому мало змінювалась вздовж радіуса. Разом з тим вимоги зварки та наступного відпускання не дозволяють використовувати для зварних роторів високоміцні сталі.

Для одержання якісного шва необхідно використовувати маловуглецеві сталі. Недоліком зварних роторів є також збільшена маса та підвищена вартість.

Використовувати високолеговані сталі для роторів ЦНТ парових турбін можливо у конструкції фланцевого ротора на болтах (рис. 1.8, д). Перевагами такої конструкції є: найбільш навантажені кінцеві диски можуть бути виконані без центральної розточки, а середня частина - з центральною розточкою невеликого діаметру; можлива перевірка якості окремих поковок перед з'єднанням болтами; у разі пошкоджень можлива заміна не всього ротора, а тільки його частини; можливе використання сталевих лопаток довжиною до 1200 мм з помірною хордою кореневого перерізу замість титанових.

### **1.4. Контрольні питання**

1. Які фактори обумовлюють вибір конструкції хвостовиків лопаток парових турбін?
2. Які типи роторів використовуються в парових турбінах?

3. З яких міркувань ротори циліндрів низького тиску виконують збірними та зварними, ротори циліндрів високого тиску – в основному суцільнокованими, а ротори циліндрів середнього тиску – комбінованими?
4. Яка конструкція ротора носить назву суцільнокований і чому?
5. За якими умовами вибирають натяг насадних дисків?

## **Лабораторна робота № 2**

### **Конструкції та робота з'єднувальних муфт та валоповоротних пристроїв**

#### **Завдання на лабораторну роботу**

1. Накреслити муфту парової турбіни.
2. Визначити осьове зусилля на диск  $R_a$  ( $p_0 = 23,75$  МПа,  $p_1 = 22,0$  МПа,  $p_2 = 20,0$  МПа,  $d = 0,890$  м,  $l_2 = 0,025$  м,  $d_k = (d - l_2)$ ,  $d_y = 0,75$  м,  $h = 0,005$  м).

#### **2.1 Конструкції та робота з'єднувальних муфт**

Вали турбіни з'єднують між собою і з генератором за допомогою муфт. Муфти повинні передавати крутний момент, а в двоциліндрових турбінах з одним упорним підшипником - також і осьове зусилля. Якщо у кожного із з'єднувальних валів є упорний підшипник, необхідно, щоб муфта допускала незалежне осьове зміщення валів. При цьому бажано, щоб через муфту не передавалась вібрація одного вала іншому і щоб конструкція муфти допускала деякий ексцентриситет з'єднувальних валів і відхилення їх осей від загальної осьової лінії ротора.

При передачі крутного моменту муфти не повинні руйнуватись навіть при його різкому і короткочасному підвищенні в 4-6 разів, наприклад, при короткому замиканні в генераторі.

Якщо центри усіх підшипників турбогенератора знаходяться на одній горизонтальній прямій (рис. 2.1, а), то при вигині валів торцеві поверхні напівмуфт не будуть паралельні, при цьому в валах появляється додаткове вигинаюче напруження, а машина буде працювати неспокійно - вібрувати [4].

Тому вали, які з'єднуються, потрібно встановлювати так, щоб їх спільна вісь утворювала собою плавну криву. Ця крива може мати горизонтальну або похилу ділянку в місці з'єднання валів, але торці муфт повинні бути паралельними. З рис. 2.1, б, в ясно, що це може бути досягнуто встановленням центрів підшипників на різних рівнях.

Вали можуть бути з'єднані муфтами з радіальною розцентровкою -  $\delta$  (рис. 2.2, а), з кутовою -  $\gamma$  (рис. 2.2, б) або з обома разом ( $\delta + \gamma$ ) (рис. 2.2, в). У випадку, коли величини  $\delta$  чи  $\gamma$  перевищують допустимі значення,

виникають інтенсивна вібрація валопроводу та змінні навантаження в з'єднувальних болтах муфти. Тому виготовлення та зборка муфт повинні забезпечувати значення  $\delta$  та  $\gamma$  в межах допусків. Від цих допусків залежить тип муфти.

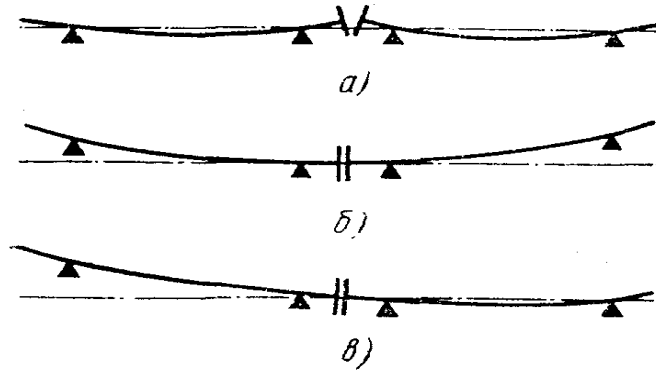


Рис. 2.1 - Схеми з'єднання валів одноциліндрової турбіни і генератора

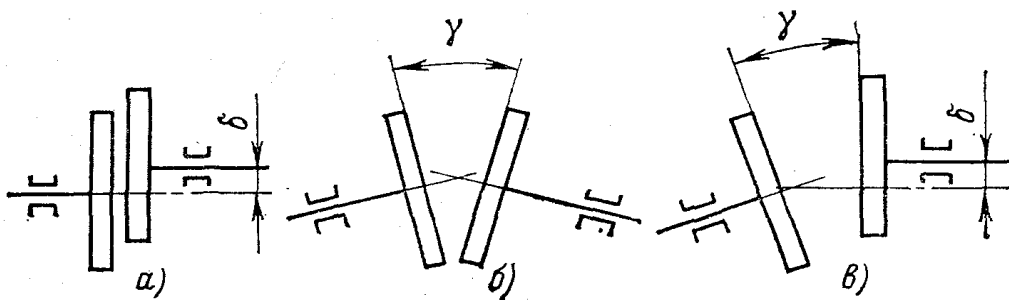


Рис. 2.2 – Можлива розцентровка роторів:

*a* - радіальна, *б* - кутова; *в* - змішана

Розрізняють муфти жорсткі, напівжорсткі (напівгнучкі) та рухомі (гнучкі).

Жорсткі муфти для забезпечення відсутності вібрації вимагають майже абсолютної центровки. Вони не дозволяють ні зміщення, ні злому вісей з'єднувальних роторів.

Одна з конструкцій жорсткої муфти наведена на рис. 2.3, а [1; 4].

Дві напівмуфти насаджують на конусні кінці валу – на двох шпонках кожна. Конусність валу в турбінах складає звичайно 1:600, натяг при посадці 0,003 - 0,006 діаметра вала. В деяких випадках (особливо в невеликих турбінах) напівмуфти відковуються разом з валом.

Взаємну центровку напівмуфт здійснюють звичайно буртом, який входить в розточку іншої напівмуфти по ковзаючій посадці 2-го класу точності.

Отвори під з'єднувальні болти обробляють розвірткою і болти щільно підганяють до отворів (ковзаюча посадка).

Жорсткі муфти дають можливість встановити ротор одноциліндрової турбіни і генератора на трьох підшипниках. Крім того, вони дозволяють в двоциліндровій турбіні застосувати один упорний підшипник.

Деякими недоліками глухих муфт є:

1) жорсткі вимоги при взаємній центровці валів по напівмуфтах: непаралельність торцевих поверхонь не повинна перевищувати 0,06 мм, взаємне биття по колу 0,08 мм;

2) передача через муфту вібрацій одного валу на інший, що ускладнює іноді виявлення причин вібрацій.

На рис. 2.3, б показана конструкція жорсткої муфти ХТГЗ з насадними напівмуфтами, яка служить для передачі крутного моменту з ротору турбіни потужністю 500 МВт на ротор генератора [5].

Кінці валів турбіни 6 і генератора 9, на які насаджуються напівмуфти 3 та 8, виконують з невеликою конусністю (близько 0,5 %), а їх посадкові поверхні припасовують одна до одної за допомогою фарби на довжині 80 – 90 % посадкової ділянки. Потім напівмуфту нагрівають в киплячій воді або за допомогою ацетонового пальника до 100 – 130 °С та насаджують на вал до упорного виступу.

Передача крутного моменту виконується за рахунок сил тертя між торцями напівмуфт, які стискаються болтами 7.

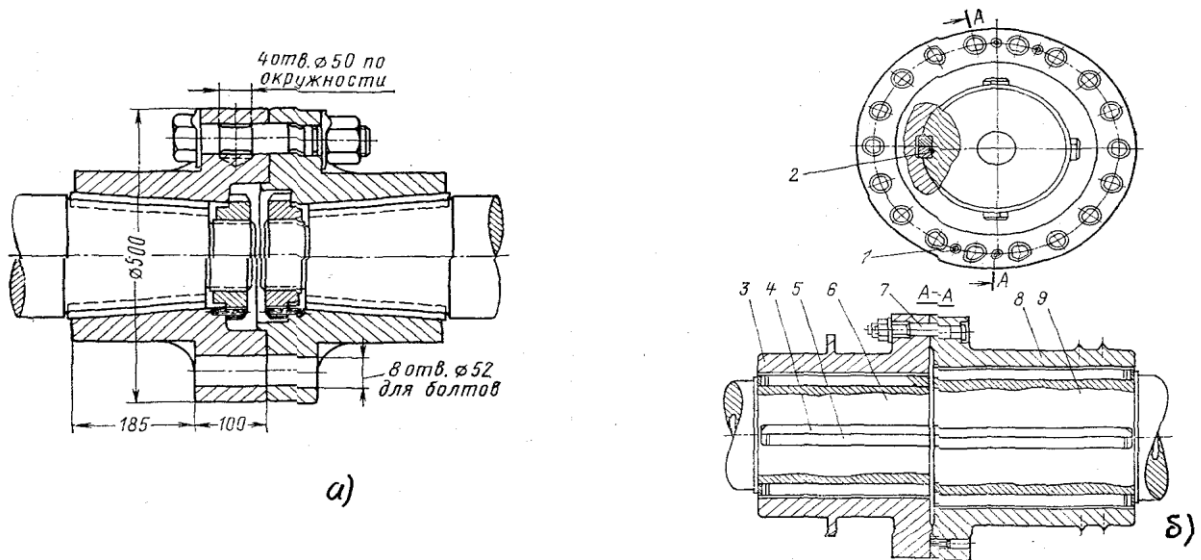


Рис. 2.3 – Конструкції жорстких муфт

Напівжорсткі муфти, які іноді також називають напівгнучкі, допускають невеликий злам осей з'єднувальних валів, але не дозволяють їх осьове зміщення.

Приклад напівжорсткої муфти показано на рис. 2.4 [4].

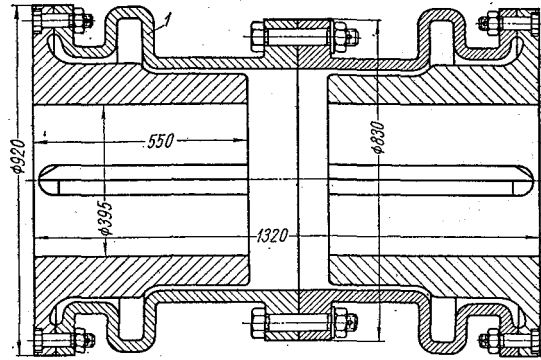


Рис. 2.4 - Напівжорстка муфта ЛМЗ для з'єднання валів

Внаслідок деформації елементів 1 компенсується деякий злам осей з'єднуємих валів; цей злам може виникнути в роботі турбіни через різницю температурного розширення по висоті опору валів, які з'єднуються.

Основні деталі цих муфт взаємно центрують точним припасуванням з'єднувальних болтів.

Муфта, яка зображена на рис. 2.4, допускає непаралельність торців напівмуфт до 0,06 мм і взаємне биття по колу до 0,08 мм.

Осьове переміщення з'єднуючих валів допускають шлицьові або зубчаті муфти (рис. 2.5) [4]. На з'єднуємі кінці валів насаджені хвостовики з вінцями і зовнішніми шлицями (зубцями) евольвентного профілю. На муфті 3, яка з'єднує вали, виконують внутрішні шліци.

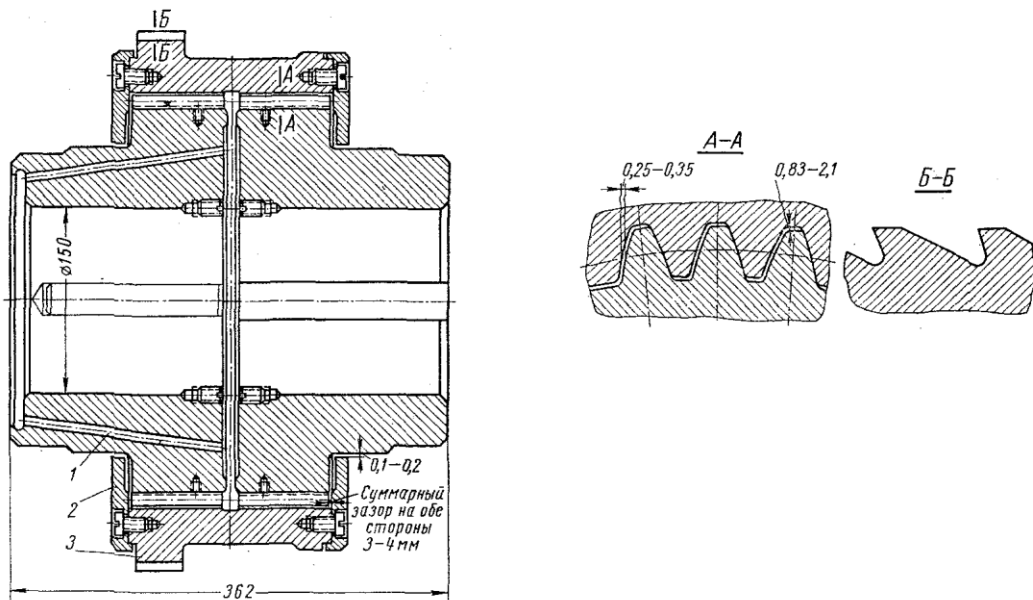


Рис. 2.5 - Конструкції зубчатих муфт НЗЛ

Хвостовики фіксують на валах: в радіальному напрямку – шпонками, а в осьовому – гвинтами. Кільця 2 центрують муфту і обмежують її осьове зміщення. Для зменшення зношення зубців в заціплення по свердленнях 1 поступає мастило з сусіднього з лівим хвостовиком підшипника. Храповик



на муфті (перетин *Б-Б*) передбачений для прокручування валу. Припускаючи значні осьові переміщення валів, шлицьові і кулачкові муфти потребують достатньо точної центровки, хоча по точності вона і поступається жорстким муфтам. Непаралельність торців хвостовиків допускається не більше 0,08 мм, взаємне їх биття по колу – до 0,1 мм.

Перелічені конструкції муфт, особливо кулачкові, схильні до заїдання, тому вони не завжди виконують своє призначення при температурних деформаціях ротора і не компенсують деформацію валів в осьовому напрямку. Іноді вони суттєво підвищують навантаження упорного підшипника, що може привести до аварії турбіни.

Гнучкі або рухомі муфти дозволяють осьові зміщення та злами з'єднуючих валів. Прикладом гнучкої рухомої муфти є зубчата муфта (рис. 2.6) [4].

Дві напівмуфти *1* та *9* (див. рис. 2.6) насаджені з натягом на конусні кінці з'єднуємих валів, застопорені кожна двома шпонками *10* і затягнуті гайками *8*. На зовнішній циліндричній поверхні напівмуфт профрезеровані пази, в які закладена змієвидна пружина *5* з полосової сталі, складена з декількох сегментів. Пружина передає крутний момент від одного валу до другого. Зубці, які утворені пазами в перетині, перпендикулярному вісі валу, мають прямокутну форму, але бокові їх поверхні скошені. Скоє полегшує деформацію пружини і його вибирають таким, щоб не викликати неприпустимих напружень в пружині. Цим досягається змінна жорсткість з'єднання напівмуфт, яка зростає із збільшенням крутного моменту, який передається.

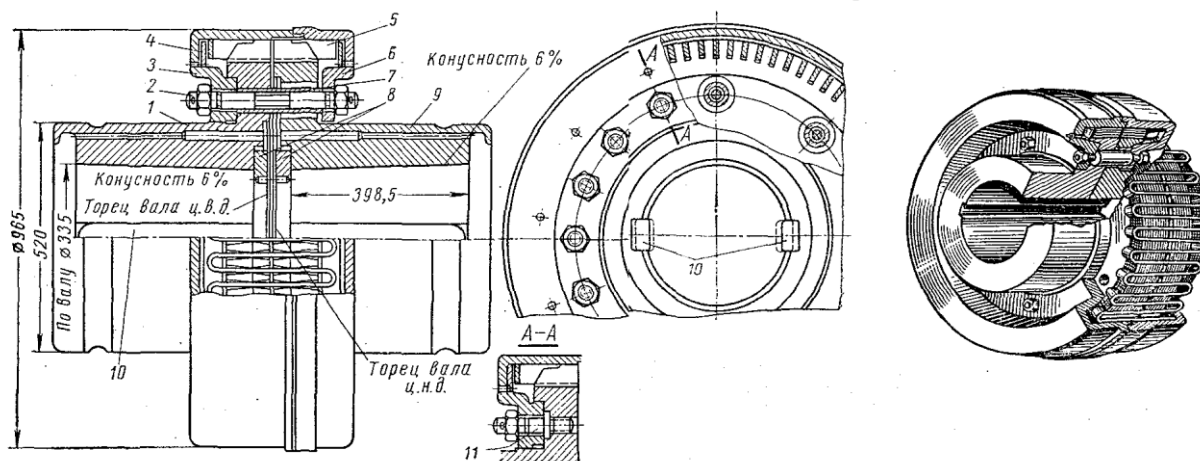


Рис. 2.6 - Конструкція гнучкої муфти із змієвидною пружиною

Пружини, які відкидаються центробіжною силою, утримуються в пазах корпусом муфти з двох половин *3* та *6*, що заводяться на кінці валу до посадки напівмуфт. Ліву половину корпусу прикріплюють в ведучій напівмуфті шпильками *11*, а праву з'єднують з лівою болтами *2*, які мають дистанційні втулки *7*, станні проходять із значним зазором через отвори в

правій муфті. Таким чином, корпус зв'язаний тільки з ведучою напівмуфтою, а зв'язок між валами здійснюється тільки за допомогою пружини. Для зменшення тертя пружини корпусу встановлені бронзові кільця 4. Масло для змащення поверхонь, які труться, поступає від підшипників, що знаходяться поруч, через отвори, просвердлені в ступицях напівмуфти, і зливається через отвори на торцевих поверхнях корпусу, які розташовані так, щоб пружина була затоплена маслом. Описана муфта допускає незалежне поздовжнє зміщення, а також незначний ексцентриситет валів. Непаралельність торців муфти може бути не більше 0,05, взаємне биття напівмуфт не більше 0,06.

Потрібно також відзначити, що муфта пом'якшує поштовхи крутного моменту внаслідок гнучкої деформації пружини і відносного кутового зміщення напівмуфт. Муфта також не передає вібрацій і вигинаючих моментів від одного валу до другого. Деяка складність конструкції і підвищена собівартість виготовлення цілком окупаються її перевагами.

В той же час при погіршенні змащування муфту заклинює: сили тертя, які виникають між контактуючими зубцями, виявляються такими великими, що їх переміщення стає неможливим і муфта починає працювати як жорстка. При цьому зростає осьове зусилля на упорний підшипник та виникає можливість його аварії. Крім того, в зв'язку з тим, що центровка валів турбоагрегатів під час монтажу виконується без жорстких вимог, може виникнути інтенсивна вібрація. Аналогічне явище виникає під час передачі через муфту занадто великого крутного моменту, що виключає можливість прослизання зубів напівмуфт та кожуха. Тому рухомі муфти використовуються тільки для передачі відносно невеликих потужностей, які не перевищують 60 – 70 МВт.

## 2.2 Осьові зусилля, які діють на ротор

Осьові зусилля, які діють на ротор, передаються через муфту залежать від розподілу тиску пари вздовж поверхонь ротора. Для визначення осьового зусилля ротор зазвичай розділяють на участки [2].

Загалом осьове зусилля на диск  $R_a$  дорівнює сумі чотирьох складових

$$R_a = R_a^I + R_a^{II} + R_a^{III} + R_a^{IV} \quad (2.1)$$

На рис. 6.11 розглянуто участок ротора в межах одного ступеня. Від профільної частини робочих лопаток на ротор передається перша складова осьового зусилля  $R_a^I$

$$R_a^I = G (c_1 \sin\alpha_1 - c_2 \sin\alpha_2) + (p_1 - p_2) \pi d l_2 \quad (2.2)$$

Різниця тисків  $(p_1 - p_2)$  залежить від реактивності ступеня. Чим більша реактивність, тим більші осьові зусилля  $R_a^I$ .

Складова ( $c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2$ ) при дозвукових швидкостях пари  $\mu \leq 0,7$  наближається до нуля.

Друга складова осьового зусилля в ступені передається на ротор від кільцевої частини полотна диску, яка розміщена між кореневим діаметром  $d_k = (d - l_2)$  і діаметром ротора під діафрагмовим ущільненням  $d_2$  (рис. 2.7) [2]

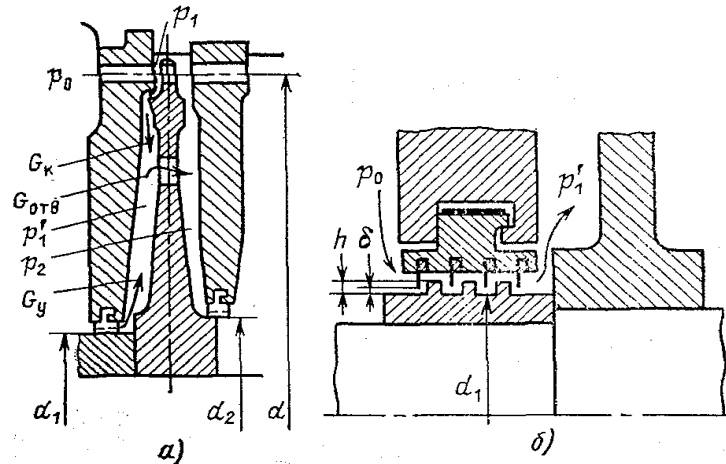


Рис. 2.7 - До розрахунку осьового зусилля в ступеню турбіни:

*a* – схема проточної частини активного ступеня; *б* – схема діафрагмового ущільнення

$$R_a'' = (p_1' - p_2) \pi / 4 (d_k^2 - d_2^2) \quad (2.3)$$

Тут тиск  $p_1'$  між діафрагмою та диском залежить від співвідношення трьох складових витрат: через діафрагмову проточку  $G_y$ , кореневу проточку  $G_k$  і проточки через розвантажувальні отвори  $G_{отв}$ . Різниця тисків  $(p_1' - p_2)$  пропорційна різниці тисків перед і за робочими лопатками

$$(p_1' - p_2) = K (p_1 - p_2) \quad (2.4)$$

Значення  $K$  може бути визначено з рівняння балансу витрат для камери перед диском

$$G_y = \pm G_k + G_{отв} \quad (2.5)$$

Під час обчислення значень  $G_y$ ,  $G_k$ ,  $G_{отв}$  у відповідних формулах використовують коефіцієнти витрат  $\mu_y$ ,  $\mu_k$ , і  $\mu_{отв}$ , а також площини зазорів в діафрагмовому та кореновому ущільненнях  $F_y$ ,  $F_k$  і площина розвантажувальних отворів  $F_{отв}$ .

Розвантажувальні отвори дозволяють знизити перепад тиску на величину  $(p_1 - p_2)$ . В дисках останніх ступенів, де внаслідок невеликих значень різниці тисків  $(p_1' - p_2)$  абсолютні величини осьових зусиль невеликі, а механічні напруги в дисках, навпаки, мають значну величину, розвантажувальні отвори, як правило, не використовують, щоб не створювати концентрацій механічних напруг в дисках.

Третя складова осьового зусилля в ступеню діє на уступ ротора між діаметрами сусідніх діафрагмових ущільнень

$$R_a^{III} = \pi / 4 \cdot p_1' \cdot (d_k^2 - d_2^2) \quad (2.6)$$

Четверта складова осьового зусилля в ступеню – зусилля на виступи ущільнень (рис. 6.11, б)

$$R_a^{IV} = 0,5 \cdot (p_0 - p_1') \cdot \pi d_y h \quad (2.7)$$

Тут коефіцієнт 0,5 введено для урахування того, що на виступ ротора діє половина різниці, яка перепадає на кожен сходинок ущільнення (виступ - впадина).

Загальне осьове зусилля, яке діє на ротор, дорівнює сумі всіх складових в кожному ступені, а також зусиль, які діють на уступ ротора за границями проточної частини ступенів.

$$R = \sum \cdot R_a^{(i)} \quad (2.8)$$

де  $i$  – номер складової осьового зусилля.

Для зменшення осьового зусилля  $R_{\Pi}$ , яке передається на упорний підшипник, використовують так званий розвантажувальний поршень, яким являється перший відсік переднього кільцевого ущільнення із збільшеним діаметром ущільнюючих щілин (рис. 6.12) [2]

$$R_{\Pi} = R - R_{\text{розгр}} \quad (2.9)$$

$$R_{\Pi} = \pi / 4 \cdot (d_x^2 - d_{01}^2) \cdot (p_1 - p_x) \quad (2.10)$$

### 2.3 Конструкції та робота валоповоротних пристроїв

Валоповоротні пристрої використовуються для повільного обертання валопроводу турбіни щоб виключити його прогин через температурну нерівномірність по перерізу, появу вібрацій і торкання деталей, які обертаються, за нерухомі. Необхідність в роботі валоповоротного пристрою виникає при пуску і зупинці турбіни.

Під час пуску турбіни для створення всередині неї і в конденсаторі розрідження на кінцеві ущільнення подається пара, а також включається відсмоктування з них повітря. Якщо ущільнюючу пару подати в турбіну при нерухомому роторі, то температура її поверхні уздовж кола відрізняється. Відповідним чином буде змінюватись температурне подовщення її окремих волокон, в результаті чого ротор вигнеться. Це може привести до вібрації, виборки радіальних зазорів і торкання деталей з важкою аварією.

Після зупинки турбіни її ротор охолоджується нерівномірно і у конденсаційних турбін нижня його частина, яка обернена до конденсатора, охолоджується швидше, ніж верхня частина. Нерівномірність охолодження викликає викривлення ротора, стріла його вигину направлена вгору вздовж

осі. Після повного охолодження турбіни ротор випрямляється, але це відбувається через 25 – 30 год і більше в залежності від розмірів турбіни, тому через 3 – 4 год після зупинки повторно пустити турбіну неможливо.

Викривлення ротора турбіни може виникнути і при нерівномірному її обігріві, коли в корпусі турбіни при нерухомому роторі проходить пара, в цьому випадку верхня частина ротора нагрівається швидше, чим нижня, і ротор вигинається вгору.

Для ліквідації цих явищ сучасні турбіни забезпечуються валоповоротним пристроєм, який дозволяє повільно обертати ротор турбіни, яка нагрівається або охолоджується.

При пуску турбіни валоповоротний пристрій включають перед подачею пари на кінцеві ущільнення, при зупинці турбіни його включають зразу ж після зупинки ротора. В обох випадках змащення підшипників турбіни забезпечується допоміжним електронасосом.

Валоповоротний пристрій складається з електродвигуна потужністю в кілька десятків кіловат і понижуючого редуктора, який обертає ротор з частотою 4 – 30 об/хв. Усі валоповоротні пристрої виконуються напівавтоматичними: включаються вони машиністом, а виключаються автоматично при досягненні турбіною частоти обертання більше, ніж частота обертання ротора валоповоротного пристрою.

Приклад конструкції валоповоротного пристрою показаний на рис. 2.8 [4]. Привід ротора здійснюється від електродвигуна 27 черв'ячною передачею 9,10 та 11 через ведучу шестерню 5 до ведомої шестерні 15, яка насаджена на з'єднувальну деталь 16 напівжорсткої муфти, яка зв'язує вали турбіни та генератора. Передаточне відношення дорівнює 1:173, в результаті чого число обертів ротора при роботі валоповоротного пристрою складає близько 4,25 за хвилину. Наприклад, для турбін потужністю 50 та 100 МВт потужність електродвигуна при 780 об/хв дорівнює 8,3 кВт.

Шестерня 5 сидить на двох гвинтових шлицях 17 валу з кутом підйому  $39^{\circ}$ . При пересуванні шестерні вздовж шлиців вона зчіплюється або розчіплюється з шестернею 15 ротора. Шестерню 5 пересуває подвійний важіль 14, ролики 20 якого входять в кільцеву виточку шестерні 5. Важілі 14 надягнені на валик 19, який може обертатися важілем 8. Останній має виступ 6, який упирається в стакан 2 стисненої пружини 18. Пружина прагне повернути важіль з положення I в положення II (вимкнення) і завести його в замкову планку 24. В результаті в прорізь важіля під дією пружини 23 заскакує заціп 21, який стопорить валоповоротний пристрій в вимкненому стані. Ведуча шестерня при цьому знаходиться в положенні IV.

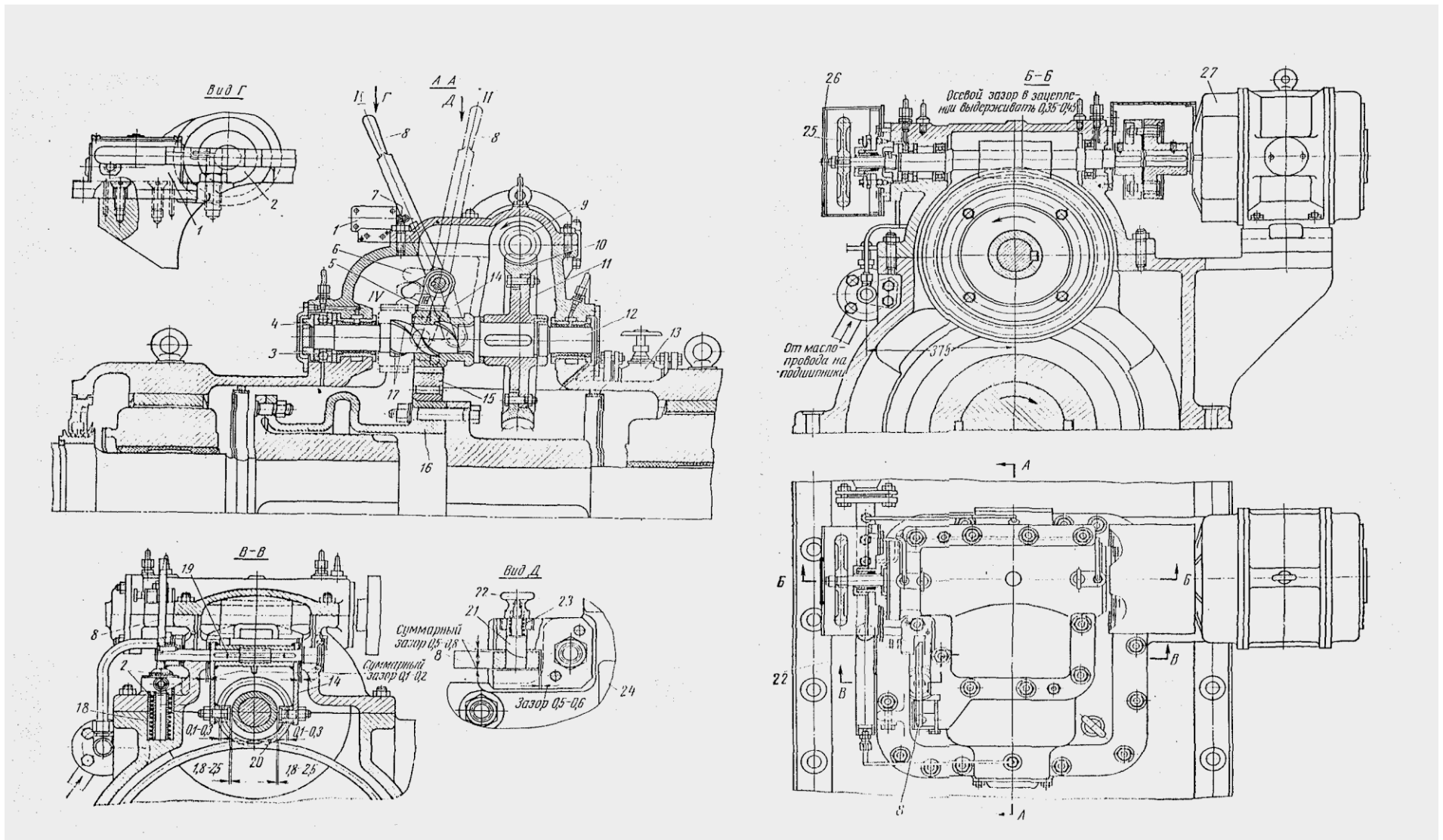


Рис. 2.8 – Валооборотный пристрій ЛМЗ (показано у включеному положенні)

Для включення валоповоротного пристрою потрібно визволити важіль 8, відтягнувши вбік головку 22, а разом з нею і заціпку 21; потім відвести важіль 8 ліворуч, в бік турбіни, до упору зубців шестерні 15. Для суміщення гвинтових пазів шестерні 5 з шлицями валу 12 необхідно відкрити кожух 26 та обертати маховик 25 в будь-якому напрямку, натискаючи одночасно на важіль 8 в бік турбіни. Це робиться до тих пір, доки шестерня 5 не ввійде на 4 – 5 мм в зачіплення з шестернею 15, що відповідає величині осьового зазору між гвинтовими пазами шестерні та шлицями валу.

Після цього потрібно повернути маховик 25 по годинниковій стрільці до упору, якому відповідає повне зчіплення шестерен 5 та 15. При цьому важіль 8 натисне на ролик 7 кінцевого вимикача 1, який вмикає електродвигун, тобто приведе ротор турбіни до руху.

Під час роботи валоповоротного пристрою на валу 12 виникає осьове зусилля, приблизно у 4 тони, яке через гайку 4 сприймається упорним підшипником 3.

Валоповоротний пристрій виключають вимкненням електродвигуна і обертанням маховика 25 проти годинникової стрілки, при цьому шестерня 5 з положення III зсувається в положення IV. Коли шестерня 5 вийде із зачіплення з шестернею 15, то пружиною 18 за допомогою важелів 14 вона зсувається у бік непрацюючого положення. Одночасно важіль 8 стопориться заціпкою 21.

Коли під час роботи валоповоротного пристрою турбіна набирає оберти, то пристрій автоматично вимикається, як тільки число обертів турбіни перевищить оберти, які встановлені електродвигуном. В цьому випадку осьове зусилля на валу 12 змінить знак і шестерня 5 вийде із зачіплення з шестернею 15. Важіль 8 повернеться в бік генератора, завдяки чому вимкнеться електродвигун валоповоротного пристрою. Важіль 8, як і в попередньому випадку, застопориться заціпкою 21.

До всіх частин пристрою, які труться, через вентиль 13 підведено масло під тиском. При падінні тиску масла в системі змащення турбіни до 0,15 МПа валоповоротний пристрій автоматично вимикається під дією реле пуску аварійного масляного насосу, яке вимикає електродвигун 27.

На рис. 2.9 показаний валоповоротний пристрій, який використовується на турбінах ТМЗ та ЛМЗ.

Вал турбіни приводиться в рух електродвигуном 5 послідовно через черв'як 7, черв'ячне колесо 8, вал 3 та шестерні 4 та 2 з косими зубцями. Шестерня 2 напресована на напівмуфту 1.

Шестерня 4 може пересуватися вздовж валу 3 по гвинтовій нарізці. У крайньому правому положенні вона знаходиться у зчіпленні з шестернею 2, що забезпечує обертання валопроводу турбіни. У крайньому лівому положенні, яке показане на рис. 7.7 штриховими лініями, шестерні 4 та 2

розчеплені і валопровід турбіни не обертається навіть у випадку роботи електродвигуна 5.

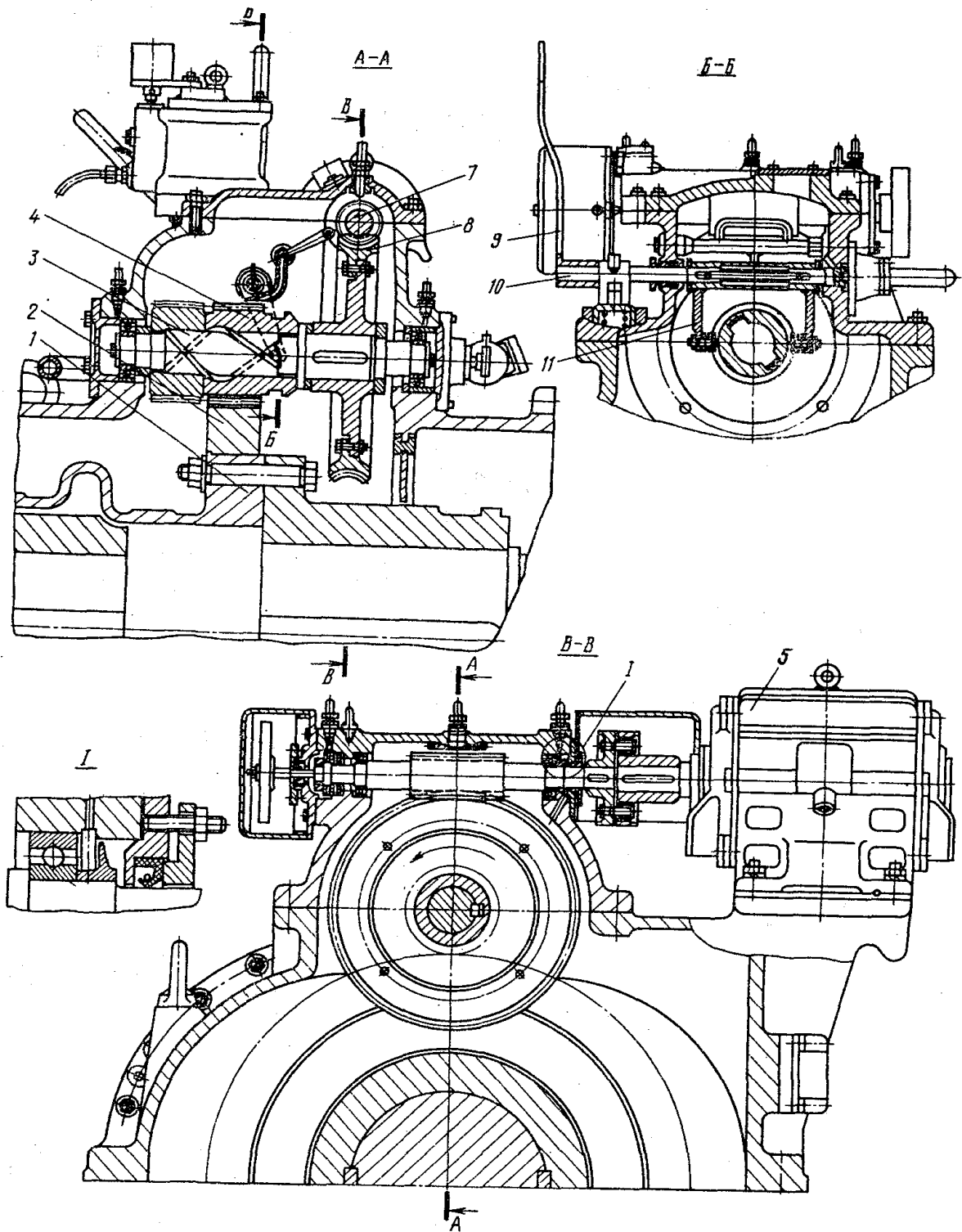


Рис.2.9 – Валоповоротний пристрій на турбінах ЛМЗ та ТМЗ



Для включення валоповоротного пристрою звільняють спеціальну заціпку, яка утримує шестерню 4 у крайньому лівому положенні, і, повертаючи за допомогою важеля 9 вала 10, вилкою 11 подають шестерню 4 вправо вздовж гвинтової нарізки, повертаючи одночасно черв'як 7 маховиком 6. Шестерня 4 входить у зачіплення з шестерню 2.

У разі повного зчіплення (у крайньому правому положенні) важіль 9 натисне на кінцевий вимикач та увімкне електродвигун 5, який почне обертати валопровід турбіни.

У подальшому зчіплення шестерен буде забезпечуватись до тих пір, поки електродвигун буде обертати валопровід турбіни, тому що осьове зусилля, яке діє на косі зубці шестерні 4, буде направлене зліва направо.

У разі необхідності відключення валоповоротного приводу виконують у зворотній послідовності.

При розгоні турбіни, коли швидкість обертання валопроводу турбін перевищує швидкість валоповоротного пристрою, осьове зусилля на шестерні 4 змінює напрямок і вона автоматичного пересувається у крайнє ліве положення, виводячи з роботи валоповоротний пристрій.

На рис. 2.10 [3] показаний валоповоротний пристрій, який використовується ХТЗ для турбін АЕС у разі використання гідростатичного піднімання валопроводу.

Такий валоповоротний пристрій турбіни являє собою двоступеневий редуктор з вбудованою обгінною і гідродинамічною муфтами і призначений для турбоагрегатів з використанням гідростатичного підйому маслом високого тиску шийок роторів в опорних підшипниках.

Гідромуфта - це пристрій, який дозволяє передавати обертання з валу електродвигуна на черв'як не за допомогою механічного контакту (наприклад, зубчатої передачі), а за допомогою сил тертя між ведучим та ведомим роторами через шар масла.

Від електродвигуна потужністю 30 кВт з частотою обертання 1500 об/хв через гідромуфту, черв'ячну глобоїдну передачу і вал-шестерню крутний момент передається зубчатому колесу. Передаточне число редуктора валоповоротного пристрою (без урахування ковзання муфти) дорівнює 53, тому швидкість обертання валопроводу турбіни валоповоротом складає біля 30 об/хв.

Насос гідромуфти розташований консольно на валу електродвигуна і являє собою диск з закріпленими в його пазах радіальними лопатками. З боку редуктора валоповоротного пристрою до торця насоса гідромуфти кріпиться болтами кожух, який несе на собі ущільнення ротора турбіни гідромуфти.

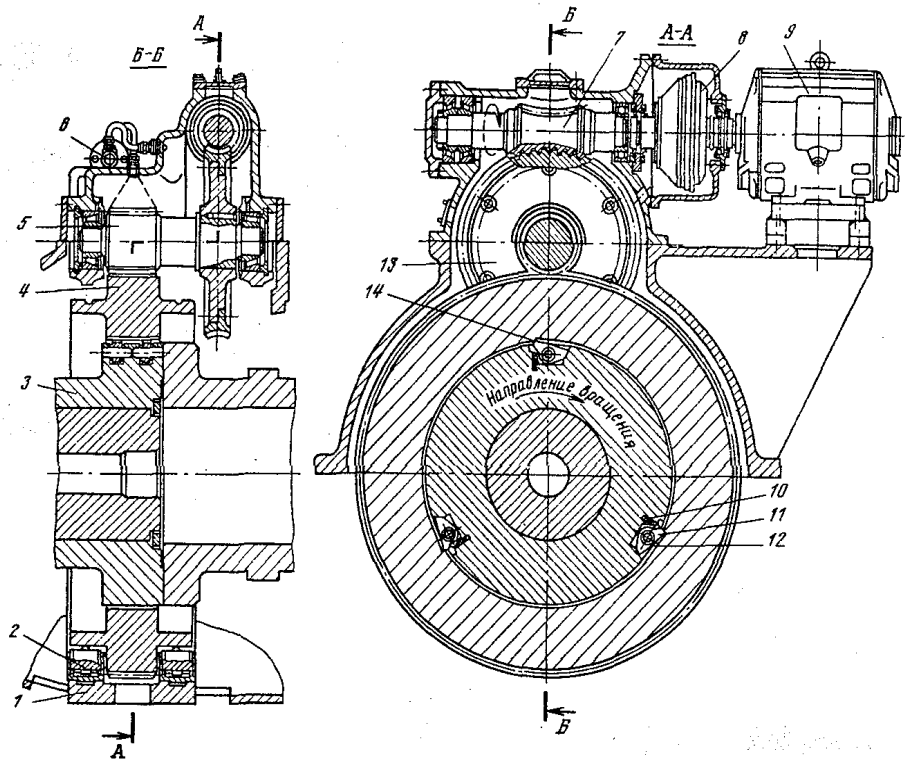


Рис. 2.10 - Валоповоротний пристрій турбіни АЕС виробництва ХТЗ:

1 - корпус ЦНТ; 2 – опора кочення; 3 – ротор турбіни; 4 – зубчате колесо; 5 – вал-шестерня; 6 – колектор змащування; 7 – черв'як; 8 – гідромуфта; 9 – електродвигун; 10 – пружина кулака; 11 – кулак; 12 – вісь кулака; 13 - черв'ячне колесо; 14 – поверхня контакту кулака і ротора турбіни

Ротор турбіни гідромуфти також виконаний з радіальними лопатками і кріпиться консольно на вісі черв'яка глобоїдної черв'ячної передачі. Підведення масла до гідромуфти виконується по трубопроводу від загального колектора змащування редуктора валоповороту через свердління в корпусі редуктора, маслоприймальну камеру з ущільнюючими кільцями і далі через осьові свердління в ступиці ротора турбіни.

Змащення підшипників вісі черв'яка рідинне, під тиском, через свердління в корпусі редуктора і через штуцери і трубопроводи, які йдуть від загального колектора змащування редуктора валоповоротного пристрою.

Вал-шестерня з насадженим на нього черв'ячним колесом встановлений в корпусі на двох роликових підшипниках, осьовий розбіг яких при їх установці витримується в межах 0,04 - 0,07 мм. Черв'ячна передача рясно змащується маслом з двох форсунок. Масло для змащення зубчатого заціплення вала-шестерні з зубчатим колесом розбризкується через спеціальний штуцер.

При включенні валоповоротного пристрою крутний момент передається на ротор турбіни за допомогою трьох кулачків через поверхню контакту 14 в зубчатому колесі.

Центр тяжіння кулачків розташований таким чином, що центробіжна сила, яка виникає при обертанні, намагається утопити їх в роторі та роз'єднати ротор та шестерню 4. Цьому протидіє плоска пружина.

Зубчате колесо встановлюється в корпусі турбіни на двох опорах кочення (рис. 2.11) [3]. Кожна опора складається з корпусу, в якому розташовані три каретки з роликами, які обертаються на осях в підшипниках кочення.

Каретки встановлюються на шпонки з сферичними поверхнями контакту з опорною поверхнею корпусу каретки.

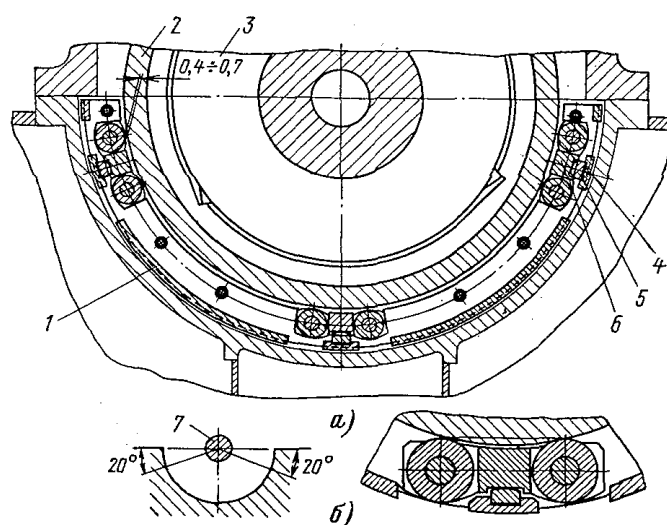


Рис. 2.11 - Установка зубчатого колеса валоповоротного пристрою на опорах качіння

*а* - установка колеса; *б* - схема центровки; 1 - корпус кочення; 2 - зубчатое колесо; 3 - ротор турбіни; 4 - прокладка; 5 - шпонка; 6 - каретка; 7 - калибрувальний вал

Для регулювання радіального положення зубчатого колеса під шпонки встановлюються регулювальні сталі прокладки.

У разі невеликої частоти обертання пружина перемагає центробіжну силу кулака і тому ротор та шестерня знаходяться у зачіпленні.

На внутрішній поверхні його розточка є три впадини, в які упираються підпружинені кулаки, встановлені на осях в пазах напівмуфти ротора турбіни.

При частоті обертання ротора, яка дорівнює 180 об/хв, центробіжна сила більш важкої частини кулаків долає зусилля пружини і кулаки ховаються в пазах напівмуфти. Таким чином, подальше підвищення частоти обертання ротора турбіни, холостий хід і робота під навантаженням

відбуваються з відключеною механічною частиною валоповоротного пристрою від ротора турбіни.

Для пуску валоповоротного пристрою потрібно включити два насоса гідростатичного піднімання роторів. Після їх включення тиск масла на лінії піднімання роторів повинен бути близько 4 - 4,5 МПа, а на лінії до кожного опорного підшипника він повинен бути не менше 2,65 МПа.

Включення та вимкнення валоповоротного пристрою можна виконувати і на працюючій турбіні.

Крім свого основного призначення – попередження викривлення роторів - валоповоротний пристрій використовується також і для технічної діагностики проточної частини – візуального огляду за допомогою спеціальних оптичних приладів – ендоскопів, а також виконання технологічних операцій під час монтажу та ремонту турбіни – перевірки центровки валопроводів, з'єднання роторів, перевірки зазорів в проточній частині, бою роторів, встановки балансувальних грузів [9].

## **2.4 Контрольні питання**

1. Для чого використовують з'єднувальні муфти в парових турбінах?
2. Які переваги та недоліки мають з'єднувальні муфти жорсткого та напівжорсткого типів?
3. Чи можливе в турбінах, ротори яких з'єднані жорсткими муфтами, використання двох упорних підшипників?
4. Чому для турбін великої потужності не використовують рухомі муфти?
5. З якою метою і коли використовують валоповоротний пристрій і як він включається у роботу?

## **Лабораторна робота № 3 Конструкція та робота корпусів парових турбін**

### **Завдання на лабораторну роботу**

1. Накреслити корпус парової турбіни.
2. Визначити діаметр діафрагми 1-го ступеня, довжину соплової лопатки.
3. Визначити максимальну кількість соплових лопаток діафрагми.

### **3.1 Загальні вимоги до конструкції корпусів парових турбін**

Корпус (циліндр) є одною з основних деталей парових турбін, він має складну форму із змінним вздовж довжини діаметром, складається, як

правило, з двох частин, які з'єднуються горизонтальними, а в деяких випадках і вертикальними фланцевими роз'ємами [4].

В циліндрі встановлюються обойми діафрагм з діафрагмами, в яких закріплені соплові та направляючі апарати та інші елементи статора. Циліндри мають патрубки для проміжних регулюємих і нерегулюємих відборів пари, патрубки для підводу і відводу пари з циліндрів.

Корпус або циліндр турбіни представляє собою нерухому деталь, яка зазнає дії високих, постійно діючих напруг, тому конструювання його викликає значні затруднення. В корпусі турбіни розташовані направляючі апарати ступенів, які є, разом з робочими лопатками, деталями проточної частини турбіни, корпус турбіни має канали, які підводять і розподіляють пару, патрубки для проміжних відводів пари та випускний патрубок, який представляє собою в потужних конденсаційних турбінах достатньо складну конструкцію.

Вітчизняні заводи будують потужні парові турбіни з початковим тиском до 24 МПа і температурою до 565 °С. Під час конструювання турбін ці “надвисокі” параметри намагаються локалізувати в мінімально можливій частині об'єму корпуса. Під час швидких пусків і змін навантаження, які супроводжуються швидкою зміною температури в проточній частині, в деталях статора, в першу чергу в корпусах ЦВТ і ЦСТ турбін ТЕС, виникають температурні напруги, циклічне повторення яких викликає малоциклову втому матеріалу і появу тріщин. Великі розміри корпуса і висока температура пари в паровпускній частині обумовлюють значні температурні деформації, тому при конструюванні корпуса повинні бути ретельно враховані можливості розширення деталей у всіх напрямках і при цьому без порушення співосності з підшипниками, які часто виконуються як окремі елементи.

Незалежно від теплового розширення металу при конструюванні корпуса потрібно враховувати повзучість металу, яка викликає з часом суттєві пластичні деформації, а також явище “росту” чавуну, яке не дозволяє використовувати чавун при високих температурах.

Для зручності зборки і розборки турбіни корпус майже завжди виконується роз'ємним по горизонтальному діаметру. Часто корпус має вертикальний роз'єм, що полегшує обробку корпуса. Циліндри з'єднуються по фланцях болтами. Фланці горизонтального роз'єму в турбінах високого тиску – це найбільш напружена частина корпуса, і під час експлуатації вони викликають немало ускладнень в зв'язку з важкістю ущільнення міжфланцевого роз'єма.

На випускні патрубки конденсаційної турбіни діє зовнішній атмосферний тиск, який при великих розмірах патрубка створює значні зусилля.

Корпуси турбін відливають з чавуну або сталі, а також виконують у вигляді зварних конструкцій. При температурі пари в межах 565 °С

необхідно застосовувати леговані сталі аустенітної структури (якщо тільки не застосовано штучне охолодження корпусу).

Конструкція корпусу повинна бути по можливості простішою, а товщина деталей однаковою, щоб під час відливання і роботи не виникло великих напружень. В конструкції корпусу необхідно уникати використання плоских стінок, тому що вони легко вигинаються навіть при невеликих надлишкових тисках. Там, де це необхідно, потрібно передбачати анкерні зв'язки і ребра. Розташування останніх повинно бути ретельно продумано, тому що в них вже під час відливання часто виникають високі внутрішні напруження, а при роботі внаслідок нерівномірного нагріву з'являється додаткові температурні напруги, які обумовлюють можливість виникнення тріщин. В нижній частині корпусу не повинно бути поглиблень, в яких може збиратися вода. В необхідних випадках треба передбачати дренаж таких "мішків".

Корпуси невеликих турбін, а також циліндри високого тиску багатоступеневих турбін за звичаєм підвішують до корпусів переднього і заднього підшипників, які закріплюють на фундаментній плиті.

Корпус не з'єднується з фундаментною плитою, що дозволяє йому вільно розширюватись в будь-якому радіальному напрямку. Подовшення корпусу турбіни в осьовому напрямку можливо завдяки тому, що корпус підшипника може пересуватись по фундаментній плиті, ковзаючи вздовж направляючих, які гарантують переміщення корпусу тільки вздовж осі.

З'єднання корпусу турбіни з корпусом підшипника повинно взаємно центрувати обидві деталі, не перешкоджаючи в то же час радіальному розширенню циліндра. Фланцеве з'єднання з центруючою проточкою неприпустиме. Найбільш доцільною є конструкція з радіальними шпонками.

Корпуси значних розмірів, а саме циліндр низького тиску, мають бокові лапи, які спираються на фундамент. Ці лапи іноді зафіксовані в осьовому напрямку, а в перпендикулярному напрямку лапи ковзають вздовж направляючих шпонок фундаментної плити.

Патрубки свіжої пари і пари проміжних відборів, які приєднані до корпусу, не повинні передавати на корпус температурних деформацій, невиконання цієї вимоги приведе до появи значних зусиль, які будуть передаватись трубами на корпус і викликати його короблення або поперечне зміщення, а також приводити до вібрації турбіни і появи тріщин в корпусі.

В випускних патрубках потужних конденсаційних турбін доводиться допускати значні швидкості пари (до 150 м/с і більше). Для зменшення втрат тиску в патрубках потрібно підбирати оптимальне розташування направляючих лопаток і ребер. При цьому потрібно максимально використовувати енергію швидкості виходу пари з лопаток.

Конструкція з'єднання випускного патрубку з конденсатором залежить від способу установки конденсатора. У випадку жорсткого з'єднання випускного патрубку з конденсатором (застосовується навіть зварка обох патрубків), конденсатор встановлюється на пружинах, які сприймають його масу і допускають теплову деформацію системи. Якщо конденсатор жорстко закріплений на фундаменті, потрібно передбачити рухоме (еластичне) з'єднання патрубків турбіни і конденсатора.

Корпуси ЦВТ та ЦСТ турбін можуть виконуватися однокорпусними (одностінними) та двокорпусними. В двокорпусних конструкціях зменшується перепад температур та тисків на кожен з корпусів, що дозволяє зменшити товщину стінки та фланців корпусів, збільшити швидкість прогріву деталей турбіни, тобто підвищити маневрові якості турбоагрегатів. ЦНТ виконують однокорпусними, двокорпусними, а в деяких випадках і трьохкорпусними. Застосування таких досить важких конструкцій ЦНТ визначається бажанням виключити вплив можливих деформацій зовнішнього корпусу на зазори в проточній частині. У ряді турбін зовнішній корпус ЦНТ є одночасно і корпусом конденсатора.

### **3.2 Конструкції корпусів ЦВТ та ЦСТ**

#### **3.2.1 Конструкції одностінних корпусів ЦВТ та ЦСТ**

Вибір конструкції корпусів турбіни залежить від початкових параметрів та режимів експлуатації. Для турбін на помірні початкові параметри корпуси ЦВТ виконують одностінними. В такій конструкції на стінку корпусу діє різниця тиску пари в турбіні і атмосферний тиск. В більшості випадків одностінні корпуси використовуються також для ЦСТ турбін ТЕС і ТЕЦ, а також ЦВТ турбін АЕС.

На рис. 3.1 [5] показана конструкція одностінного корпусу ЦВТ турбіни ТЕС з тиском пари на вході до 10 МПа. Корпус складається з нижньої половини 2 і кришки 3, що з'єднані фланцями 7 і 9 за допомогою шпильок. Вони вкручуються в нижню половину корпусу і проходять крізь отвори 19 в кришці. В кришку корпусу і його нижню половину вварено по дві соплові коробки 5, до штуцерів яких приварені корпуси 1 і 4 регулюючих клапанів. Пара із корпусу регулюючого клапана поступає в соплову коробку, проходить через проточну частину турбіни справа наліво і виходить через два вихідних патрубки 20, що відлиті за одне ціле з нижньою половиною корпусу.

Соплові коробки 5, які приварені до корпусу, мають можливість вільно розширюватись, щоб не виникало зусиль в зварному шві та не було небезпеки зачіплювання за корпус частин, які обертаються. Для цього служить спеціальна система шпонок. Дві шпонки 10 (перетин Г - Г на рис. 3.1) фіксують положення соплових коробок в площині А - В, допускаючи їх переміщення тільки в ній і виключаючи осьове зачіплювання соплових

коробок за диск регулюючого ступеню. Шпонка 32, яка встановлена в шпоночному пазі 6 (перетин *Б-Б*), допускає розширення соплової коробки тільки вздовж осі штуцера соплової коробки. Соплова коробка може вільно розширюватись від пояска зварки вздовж штуцера в площині її встановлення.

Внутрішня поверхня корпусу має ряд розточок для встановлення статорних деталей. Розточки 14 служать для встановлення обойм з діафрагмами, розточки 13 – для встановлення обойм сегментів кінцевих ущільнень (до торцевих поверхонь 12 кріпляться додаткові обойми кінцевих ущільнень). В розточки 15 заводяться сегменти сопел регулюючого ступеню. Патрубок 18 і патрубок 21, які розташовані між вихідними патрубками 20, а також патрубки 16, 17 і 22 відсосів з ущільнень служать для відводу пари в систему регенеративного підігріву питної води.

Під час монтажу турбіни нижня половина корпусу подовженням своїх фланців – лапами 31 – встановлюється на корпуси підшипників і прицентровується до них. Для цього в лапах виконуються шпоночні пази, а на торцевих поверхнях корпусу – площадка 11 для встановлення вертикальних шпонок. Після встановлення нижньої половини корпусу у вкладиші опорних підшипників укладають ротор та встановлюють кришку. У отвори 23 фланців нижньої половини перед опусканням кришки встановлюють направляючі колонки. Це виключає можливість зминання тонких гребінців в діафрагменних і кінцевих ущільненнях. Для повної повторюваності зборки при капітальних ремонтах в отвори 26 встановлюють чисті контрольні болти.

Притиснення кришки до нижньої половини повинно бути настільки щільним, щоб виключити пропарювання роз'єму, тому роз'єм ретельно шабриться. Для зменшення поверхні шабрування як при виготовленні турбіни, так і при капітальних ремонтах, в період між якими може виникати короблення корпусу, у фланцях виконують обнизку 8 і шабровці підлягають тільки пояски 28 і 29 (рис. 3.1). Корпуси високого та середнього тиску виконують литими з високолегірованих сталей, в окремих випадках - зварно-литими.

Швидкий прогрів фланця у вертикальному напрямку може привести до того, що в холодній шпильці, яка і без того розтягнута силою затяжки фланців, виникають додаткові напруги. Це може привести до появи в шпильці пластичних деформацій розтягнення, і її робоча частина розтягується. Під час роботи в стаціонарному режимі, коли шпилька прогривається до тієї ж температури, що і фланець, і розшириться, може відбутися пропарювання фланцевого роз'єму. Для того, щоб забезпечити прогрів шпильки у тому ж темпі, що і фланців, через отвори 30 в обнизку подається гаряча пара, яка обтікає верхню частину шпильок. Скидається пара через отвір 27.



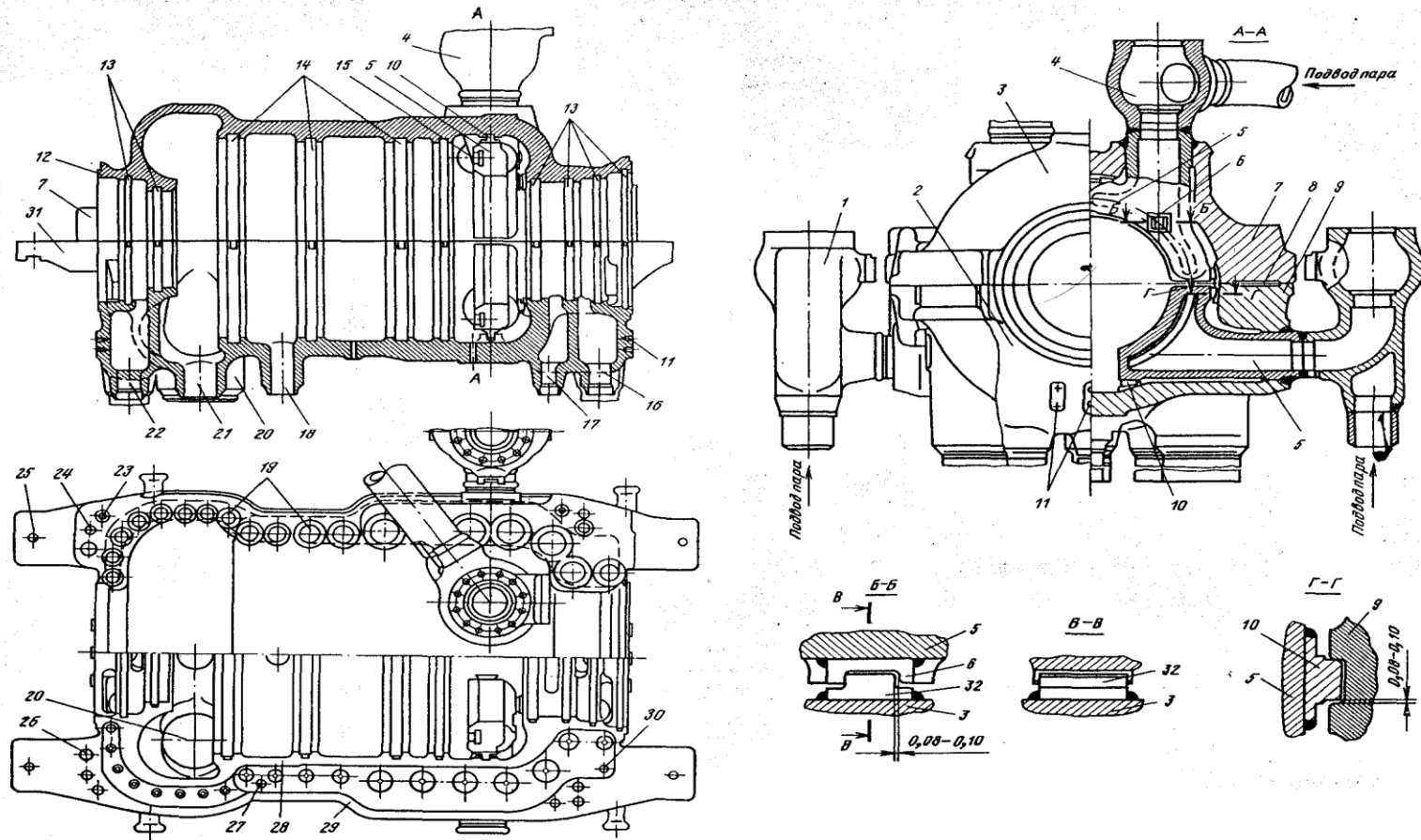


Рис. 3.1 – Одноступінний корпус ЦВТ

1,4 – корпус регулюючих клапанів; 2 – нижня половина корпусу; 3 – верхня половина корпусу сопла регулюючого ступеня; 5 – соплова коробка; 6 – шпоночний паз; 7,9 – фланці; 8 – «обнизка» – канал подачі пари; 10 – шпонка; 11 – площадка для встановлення вертикальних шпонок; 12 – торцева поверхня циліндра; 13 – розточки для встановлення обойм сегментів кінцевих ущільнень; 14 – розточки для встановлення обойм; 15 – розточки для встановлення сегментів сопел; 16,17,22 – патрубки відсосу пари з ущільнень; 18,21 – патрубки регулюючих відборів; 19 – отвір для шпильок; 20 – вихідний патрубок; 23 – отвори для встановлення направляючих колонок; 24 – отвори для встановлення віджимних болтів; 25 – отвори для встановлення динамометрів; 26 – отвори для встановлення контрольних болтів; 27 – скидання пари з обнизки; 28,29 – пояски фланців; 30 – отвір подачі пари в обнизку; 31 – лапа; 32 – шпонка.

Контроль якості зборки на електростанції після встановлення турбіни і приєднання паропроводів (після виготовлення турбіна проходить першу контрольну зборку на заводі) виконується за допомогою спеціальних динамометрів, які встановлюються в отвори 25 в лапах корпуса.

Перед закриттям циліндра поверхню фланцевого роз'єму для кращої щільності змащують графітом або спеціальною мастикою. Під час тривалої роботи мастика "схвачує" кришку і нижню частину корпуса, що затруднює легке піднімання кришки під час капітального ремонту після розболчування фланцевого з'єднання. Для початкового віджимання кришки від нижньої половини в отвори 24 (рис. 3.2) верхньої кришки вкручують віджимні болти. Вкручуючись у втулку, віджимний болт своїм торцем упирається в поверхню нижньої половини корпуса і піднімає кришку.

Щільність горизонтального роз'єму корпусів забезпечується за допомогою фланцевого з'єднання, яке складається з двох продольних фланців (рис. 3.2) [5] і скріплюючих їх болтів або шпильок, які вкручуються в нижню половину корпуса.

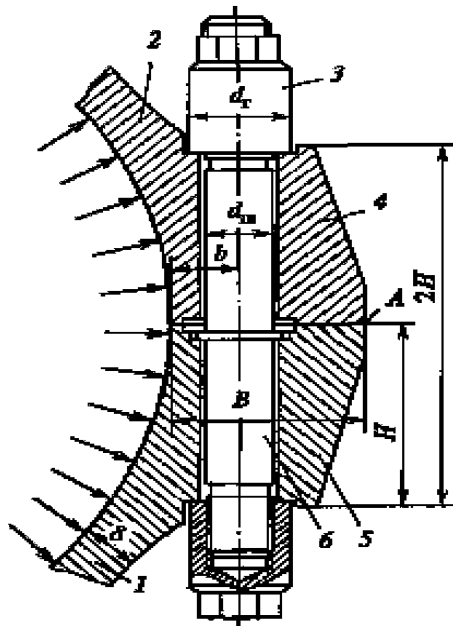


Рис. 3.2 - Схема фланцевого з'єднання верхньої та нижньої половин корпуса:

1, 2 – верхня і нижня половини корпусу; 3 – гайка ковпачкова; 4, 5 – верхній і нижній фланці; 6 – болт

Для скріплення фланців використовують спеціальні ковпачкові гайки, зовнішній діаметр  $d_r$  яких перевищує діаметр болта  $d_{ш}$  в меншій мірі, ніж для звичайних стандартних болтових з'єднань. Це дозволяє приблизити скріплюючі болти один до одного, збільшити їх кількість і зменшити зусилля, яке повинен розвивати болт для створення щільного

з'єднання. Осі скріплюючих болтів розташовують не на середині ширині  $B$  фланця, а максимально наближають до парового простору ( $b < B / 2$ ). Внутрішній тиск, який відриває половини корпуса, діє на важіль біля точки  $A$ , а зусилля затяжки болта протидіє йому. Чим далі вісь болта буде відстояти від точки  $A$ , тим менше зусилля потрібне для протидії відриваючому зусиллю. Саме тому ширина фланця  $B$  виявляється значно більшою, ніж товщина стінки  $\delta_c$  (рис. 3.2) і чим це потребує діаметр болта  $d_{ш}$  для свого розташування. Збільшений розмір  $B$  для забезпечення міцності фланця потребує великої висоти  $H$ .

Вимоги забезпечення гарантованої щільності фланцевого роз'єму потребують виготовлення фланця з великою шириною і масою, що призводить до зниження маневренності турбіни. Для скорочення часу прогріву досить товстих фланців ЦВТ та ЦСТ, зниження рівня виникаючих в них напруг, а також зменшення відносного осьового розширення ротора та циліндра застосовують паровий обігрів фланців та шпильок. Для обігріву фланцевих з'єднань використовують "власну пару", яка відбирається для однокорпусних конструкцій циліндрів з камери регулюючого ступеня чи з паропроводу між стопорним клапаном та циліндром, для двокорпусних циліндрів – з міжкорпусного простору. Довжина паропроводів повинна бути по можливості мінімальною, а схема повністю симетричною для лівого та правого фланців турбіни.

До верхнього та нижнього фланців турбіни приварюються короби з листового заліза (рис. 3.3, а [2]). Пара з колектору підводиться в "обнизку", проходить по ній та між шпильками і фланцем та скидається в короби. Така схема має переваги в тому, що забезпечує однаковий прогрів фланців та шпильок. Існує також схема з роздільною подачею пари в "обнизку" та в короби. На даний час в потужних турбінах впроваджується система обігріву фланців без коробів, при якій гріюча пара подається тільки в "обнизку" збільшеного розміру (до 8 - 10 мм). При цьому підвід пари доцільно проводити в зоні максимальних температур металу циліндра. Відмова від коробів зовнішнього прогріву дозволяє зняти обмеження на тиск гріючої пари, виключити з схеми запобіжні клапани, підвищити ефективність та надійність системи обігріву. Використання для обігріву тієї ж пари, що обмиває внутрішню поверхню фланців, забезпечує саморегулювання їх прогріву, що дозволяє відмовитись від встановлення регулюючої арматури на підводі гріючої пари, спрощує експлуатацію та ремонт системи, автоматизацію керування обігрівом.

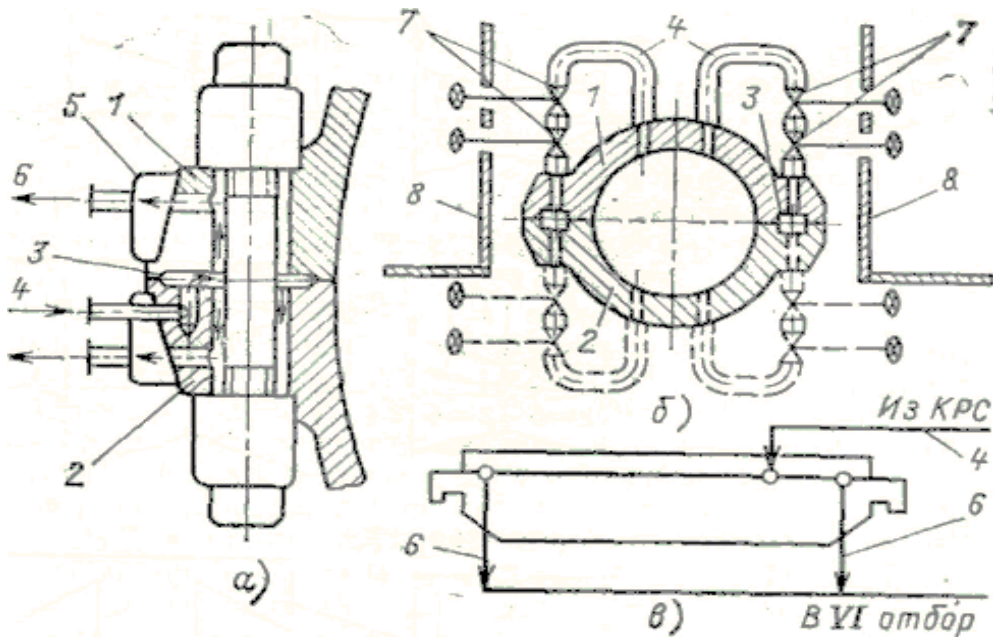


Рис. 3.3 - Системи обігріву фланцевого з'єднання:

*a* – схема обігріву турбін ХТЗ; *б* – поперечний перетин ЦВТ турбіни Т – 100 - 130 по камері регулюючого ступеня; *в* – принципова схема обігріву турбіни Т – 100 - 130;

1,2 – верхній та нижній фланці; 3 – обнизка; 4 – трубопроводи подачі грійочої пари; 5 – короби; 6 – скидний трубопровід; 7 – запорні вентиля; 8 – обшивка турбіни

На рис. 3.3, *б*, *в* представлена система обігріву фланцевого з'єднання ЦВТ турбіни Т–100-130 ТМЗ. В цій системі грійоча пара з камери регулюючого ступеню підводиться в “обнизку” лівого та правого фланців корпусу ЦВТ в зоні 6-ї та 7-ї шпильок. Після проходження через систему обігріву грійоча пара скидається в зоні перших та останніх шпильок великого діаметру (100 та 200 мм) в VI відбір турбіни.

В ЦВТ вітчизняних турбін, як правило, використовується тільки горизонтальні роз'єми. Вертикальні роз'єми відсутні, тому що забезпечити щільність в таких роз'ємах при високих параметрах пари досить важко. В одноциліндрових турбінах ранніх випусків на знижених параметрах пари, а також в ЦСТ та ЦНТ сучасних великих турбін поряд з горизонтальними роз'ємами використовують також і вертикальні роз'єми. Використання їх дозволяє спростити технологію виготовлення корпусів та зменшити габарити окремих вузлів турбіни для полегшення їх перевезення до місця монтажу.

### 3.2.2 Конструкції двостінних корпусів ЦВТ та ЦСТ

З підвищенням початкових параметрів пари одностінна конструкція стає нераціональною, тому що для забезпечення щільності фланцевого з'єднання їх приходиться виконувати дуже громіздкими, а це ускладнює вільне теплове розширення корпусу слідом за ротором при швидких змінах

режима роботи і збільшує температурні напруги у фланцях. В цих випадках корпус ЦВТ виконують двостінним. При такому виконанні на кожен з корпусів діє тільки частина різниці тисків, що дозволяє виконати їх з тонкою стінкою і зменшеними фланцями. Крім того, двостінна конструкція дозволяє локалізувати у внутрішньому корпусі зону високих температур (для турбін ТЕС), зону високих тисків і вологості (для турбін АЕС), а зовнішній корпус виконати з більш дешевих і технологічних матеріалів.

Переваги двостінної конструкції настільки значні, що її часто використовують не тільки для ЦВТ турбін ТЕС і ТЕЦ, але і для циліндрів на більш низькі параметри: для ЦСТ турбін ТЕС і ТЕЦ, а іноді і ЦВТ турбін АЕС. Зокрема, це потрібно для підвищення маневреності турбіни – здатності швидко пускатися і змінювати навантаження без небезпеки зачіплювання деталей, що обертаються, за нерухомі і без небезпеки появи тріщин малоциклової втоми.

В двокорпусних циліндрах під час кріплення внутрішнього корпуса в зовнішньому необхідно забезпечити:

- 1) мертву точку на осі турбіни, в площині зв'язку внутрішнього та зовнішнього корпусів, яка проходить через вісь патрубків подачі пари до соплових коробів;
- 2) вільне осьове розширення внутрішнього корпуса відносно зовнішнього в обидві сторони від перерізу паровпуску;
- 3) вільне радіальне розширення внутрішнього корпуса відносно зовнішнього із збереженням співосності корпусів.

Для цього нижню половину внутрішнього корпуса встановлюють в нижню половину зовнішнього корпуса на лапах 1 та 3 (рис. 3.4) [2].

Верхню половину внутрішнього корпуса прикріплюють болтами до нижньої, забезпечуючи щільність горизонтального роз'єму. В лапах встановлюють призонні болти 5 для точної центровки однієї половини корпуса відносно другої. Верхній зазор (0,1-0,15 мм) дозволяє вільно розширюватися лапам в пазах зовнішнього корпуса.

Нерухомість площини, яка перпендикулярна осі турбіни та проходить вздовж осі паровпуску, забезпечується за допомогою шпоночного з'єднання 2, яке фіксує внутрішній корпус відносно зовнішнього в осьовому напрямку, але не перешкоджає його розширенню в радіальному напрямку. Вертикальні та повздовжні шпонки 4, які встановлені в вертикальній площині, що проходить через вісь турбіни, фіксують внутрішній корпус відносно зовнішнього та забезпечують їх розширення в повздовжньому та радіальному напрямку. Перетин площин, які проходять через шпоночні з'єднання 1 – 4, визначає місце положення «мертвої» точки  $\Phi$  внутрішнього корпуса. «Мертва» точка – це умовна точка, від якої проходить розширення всіх елементів турбіни у всіх напрямках під час її роботи.

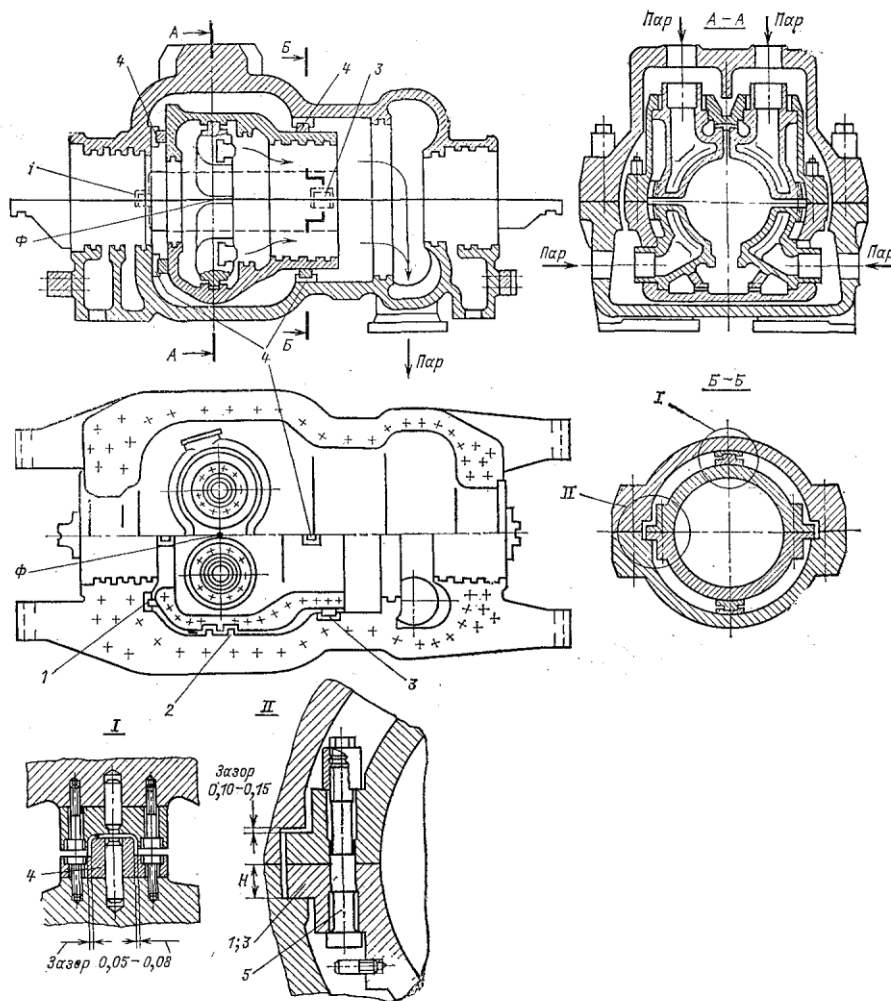


Рис. 3.4 - Кріплення внутрішнього циліндра в зовнішньому у двостінній конструкції циліндра турбіни:

1, 3 – лапи; 2 – щпоночне з'єднання; 4 – продольна шпонка; 5 – призонний болт

### 3.3 Конструкції корпусів ЦНТ

Основна характерна особливість ЦНТ – великі габарити, викликані прагненням зменшити втрати з вихідною швидкістю пари.

Великі габаритні розміри роблять литу конструкцію ЦНТ нерациональною: литий корпус мав би занадто велику масу. Тому корпуси ЦНТ конденсаційних турбін виконують зварними з тонкої листової сталі. Хоча перепад тиску на корпус ЦНТ невеликий, його великі розміри обумовлюють дію на нього великих сил від атмосферного тиску. Тому корпус повинен мати велику кількість ребер і підкосів, які роблять його достатньо жорстким.

Для можливості встановлення ротора корпус ЦНТ виконують з горизонтальним роз'ємом. Але, як правило, він має і декілька технологічних вертикальних роз'ємів: після виготовлення окремих частин корпусу їх з'єднують по вертикальним роз'ємам на турбінному заводі і

надалі вскривають тільки горизонтальний роз'єм. Корпуси ЦНТ виконують двох типів: одностінні і двостінні.

Приклад конструкції одностінного корпуса, який часто називають конструкцією з зовнішньою обіймою, показаний на рис. 3.5 [5]. Корпус складається з зварної (іноді її виконують литою) середньої частини – обійми 9, до якої двома технологічними роз'ємами приєднані два вихідних патрубки 8, в які вварені нижні половини корпусів підшипників 4. Пара в циліндр поступає через вхідні патрубки 16. Діафрагми проточної частини встановлені в розточках 10 обійми. На кришці корпуса розташовані атмосферні клапани 11, які відкривають вихід пари із циліндра при підвищенні тиску в ньому вище атмосферного.

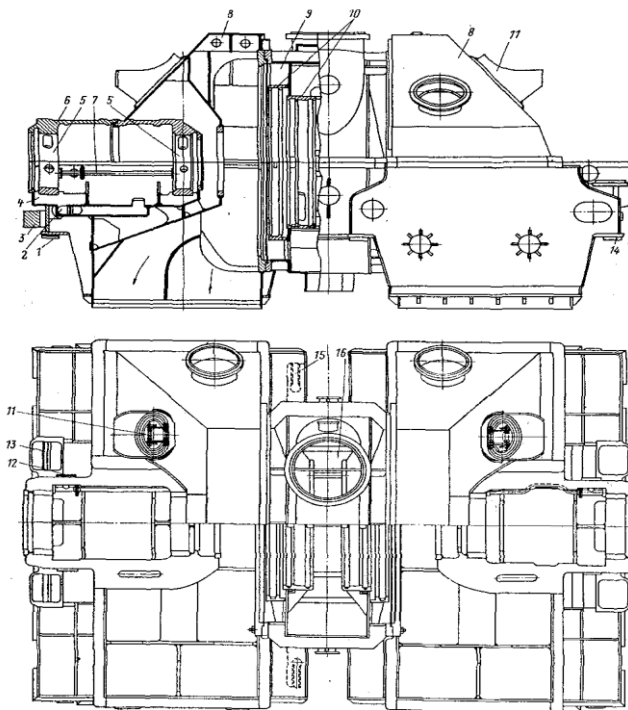


Рис. 3.5 - Конструкція одностінного корпуса ЦНТ

1 – продольна шпонка; 2 – отвір відводу охолоджуючого масла; 3 – шпонка; 4 – нижня половина корпуса підшипника; 5 – опорна поверхня; 6 – кришки корпусів підшипників; 7 – маслопровід; 8 – вихідний патрубок; 9 – середня частина корпуса; 10 – розточка обійми; 11 – атмосферний клапан; 12 – фланцеве з'єднання для підводу масла; 13, 15 – поперечна шпонка; 14 – опорна планка; 16 – паровпускний патрубок

Нижня частина 4 корпуса підшипника, яка вварена в нижню частину корпуса, закривається кришкою 6 (після встановлення ротора турбіни і кришки корпуса турбіни). Корпус підшипника має розточки 5 під вкладиші опорних підшипників, на які опираються шийки роторів двох сусідніх циліндрів. Масло для підшипників подається до вкладишів через фланцеві

з'єднання 12 по маслопроводу 7. Злив масла із корпуса підшипника виконується із порожнини 2. В просторі корпуса підшипника між розточками 5 встановлюється муфта.

Корпус ЦНТ опирається на фундамент за допомогою опорного пояса і розширюється по його площині від фікспункта – нерухою точки, утвореної перетином лінії повздовжних шпонок 1 і 14 і поперечних шпонок 15, встановлених між опорним поясом і фундаментними рамами.

Нижня частина корпуса підшипника 4 має бокові приливи, на яких розташовуються поперечні шпонки 13. На них своїми пазами встановлюють лапи сусіднього корпуса ЦСТ. Суміщення вертикальних площин ЦСТ і ЦНТ здійснюється за допомогою вертикальної шпонки 3.

Розглянута конструкція одностінного корпуса ЦНТ має ряд недоліків. В ній обойма і вихідні патрубкі представляють собою одне ціле, тому деформація одної з частин впливає на деформацію інших. Атмосферний тиск, який діє на велику поверхню вихідних патрубків, передається і на обойму. Сама обойма має температуру 200 - 240 °С, а жорстко приєднані до неї патрубкі – температуру 20 – 30 °С. Оскільки осьові і радіальні переміщення цих елементів повинні бути узгодженими (адже конструкція являє собою одне ціле), в них виникають додатков навантаження і короблення. Під дією ваги води в конденсаторах деформуються вихідні частини ЦНТ, а разом з ними – і обойма. В свою чергу деформація обойми викликає небезпеку затискання діафрагм і зачіплювання деталей, що обертаються, за нерухомі.

Тому у всіх сучасних ЦНТ часто використовують двостінний корпус, або корпус з внутрішньою обоймою (внутрішнім корпусом). Обойма вільно встановлюється у зовнішньому корпусі, деформації якого практично не передаються на обойму.

На рис. 3.6 [5] показана конструкція двостінного корпуса ЦНТ. Зовнішній його корпус – зварений. Він складається з двох вихідних і середньої частини, які з'єднані технологічними фланцями. Горизонтальний роз'єм зовнішнього корпуса ретельно ущільнюється з метою недопущення присосів атмосферного повітря в конденсатор. Присутність повітря заважає конденсації пари і підвищує тиск в конденсаторі (і температуру конденсації пари), що приводить до зменшення потужності турбіни.



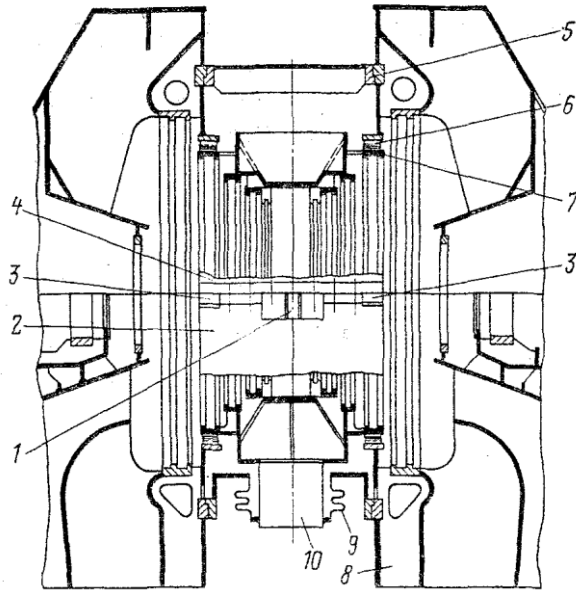


Рис. 3.6 - Конструктивна схема двостінного корпуса ЦНТ:

1 – вертикальна шпонка; 2 – нижня частина обойми; 3 – лапки для підвішування обойми; 4 – кришка обойми; 5 – фланець; 6 – продольна шпонка; 7 – обойма; 8, 10 – патрубки відборів пари; 9 – компенсатор

### 3.4 Загальна конструкція діафрагм

Діафрагми турбіни – це кільцеві перегородки з сопловими решітками, в каналах яких відбувається перетворення теплової енергії пари в кінетичну енергію її потоків. Типова конструкція діафрагми з сопловими лопатками показана на рис.3.7 [5]. Схема кріплення діафрагми в циліндрі або обоймі показана на рис. 3.8 [2].

Діафрагма складається з двох напівкільцевих пластин, які мають горизонтальний роз'єм для установки ротора (рис.3.7). Кожна половина діафрагми складається із з'єднаних між собою обода, яким діафрагма сполучається з обоймою чи корпусом турбіни, тіла і соплових лопаток. Положення половин діафрагми відносно одна одної в осьовому напрямку фіксується шпонкою, яка встановлюється в роз'ємі; а в поперечному – спеціальним штифтом або невеликою вертикальною шпонкою.

Діафрагма встановлюється в обойму або корпус так, щоб, з одного боку, вона могла вільно розширюватись, а, з другого боку, розширюватись досить визначено – таким чином, щоб її вісь співпадала (або майже співпадала) з віссю обойми або корпуса. Для цього її нижня половина вільно підвішується в корпусі чи обоймі за допомогою лапок так, щоб при роботі її горизонтальна площина співпадала з площиною роз'єма корпуса чи обойми. Центровка забезпечується тим, що продольна шпонка, яка розміщена між діафрагмою і обоймою, фіксує вертикальну площину.

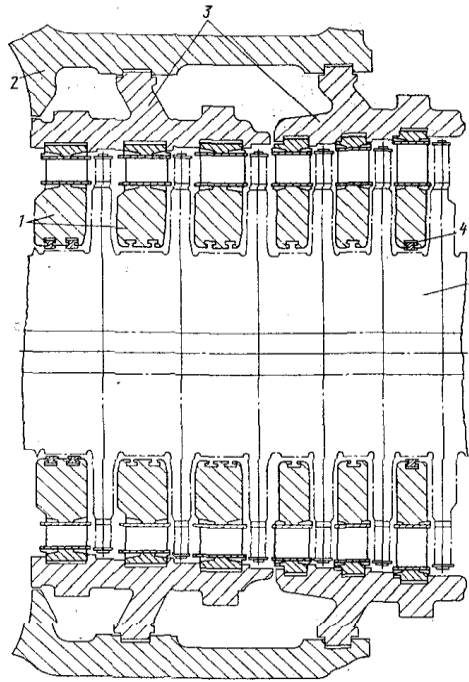


Рис.3.7 - Установка діаграм в турбіні:

1 – діафрагма; 2 – корпус турбіни; 3 – обойми; 4 – діафрагмове ущільнення; 5 – ротор

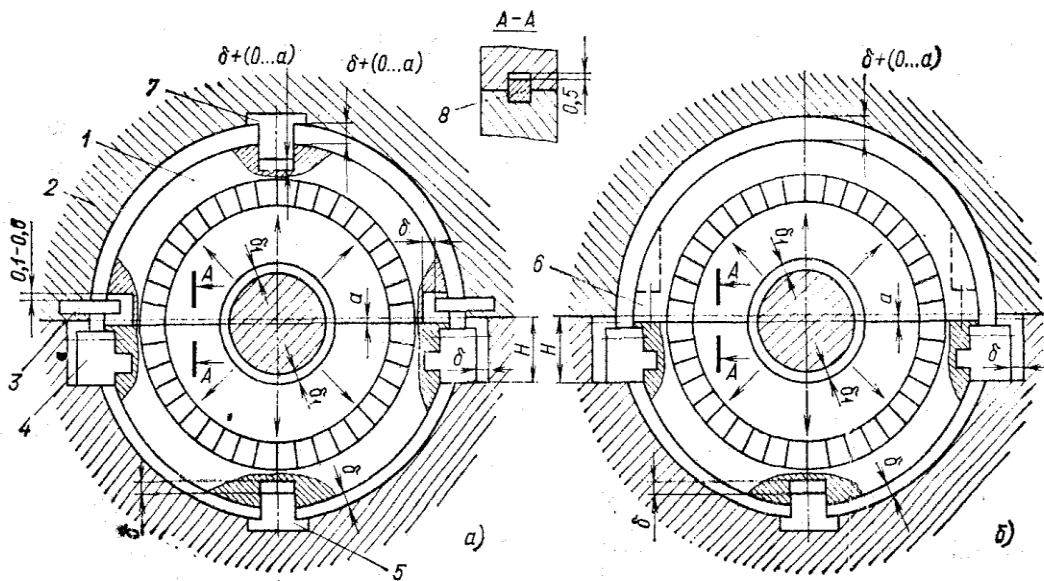


Рис. 3.8 - Принципова конструкція діафрагми та її кріплення в циліндрі або обоймах:

*a* – підвіска верхньої половини діафрагми в верхній частині корпуса; *b* – болтове з'єднання половин діаграм; 1 – діафрагма; 2 – циліндр або обойма; 3 – шпонки для підвішування верхніх половин діаграм; 4 – шпонка для підвішування нижніх половин діаграм; 5, 7 – шпонки для центровки діафрагми в вертикальній площині; 6 – болтове з'єднання двох половин діаграм; 8 – шпонка по горизонтальному роз'єму діафрагми

В більшості конструкцій діафрагм їх верхні половини підвищуються у верхній половині обойми і при закриванні обойми вільно лягають на роз'єм нижньої половини. Діафрагми останніх ступенів, які мають великі радіальні розміри, часто з'єднуються болтами по роз'єму до закриття циліндра.

Основне навантаження, яке діє на діафрагму – це перепад тисків, під дією якого діафрагма вигинається і загрожує осьовими зачіпаннями. Тому після виготовлення кожна діафрагма проходить гідравлічні випробування, під час яких вимірюється її вигин при навантаженні, яке перевищує експлуатаційне в 1,5 рази.

В перших ступенях ЦВТ і ЦСТ турбін ТЕС, де температура є високою, під дією перепаду тисків виникає явище повзучості, коли діафрагма набуває остатковий вигин за ходом пари. При цьому зменшуються осьові зазори і виникає ще більша небезпека зачіплень.

### **3.5. Соплові апарати перших ступенів**

Соплові апарати перших ступенів ЦВТ і ЦСТ турбіни встановлюють не в діафрагмах, а у спеціальних розточках в соплових коробках, у внутрішньому і зовнішньому корпусах. Головна складність під час конструювання соплових апаратів складається в запобіганні витіку пари мимо сопел.

Сопловий апарат регулюючого ступеня (рис. 3.9 [5]) складається із соплового апарата 3 з лопатками 4, що заводиться вздовж кола в обойму 2 і прикріплюється до неї спеціальним засобом. Обойми 2 вварюються в соплову коробку 1. Один з кінців соплового сегмента закріплюється в обоймі штифтами 5, від якого розширюється відносно обойми. Крім того, штифт ущільнює торцевий зазор між обоймою і сопловим сегментом.

Для ущільнення другого кінця сегмента встановлюють шпонку 6, яка зроблена з матеріала з коефіцієнтом лінійного розширення більшим, ніж у матеріала соплової коробки. У холодному стані між шпонкою і пазом є зазор 0,02 - 0,04 мм. Під час розігріву шпонка розширюється і ущільнює торцеву щілину.

На рис.3.10 [5] показаний сопловий апарат першого ступеня ЦСТ. Сопловий апарат зварної конструкції складається з двох половин. Соплові лопатки 3 вварюються в бандажні стрічки 2 і 4. Виготовлені сегменти приварюються до тіла 1 і обода 5. На козирку розміщені вставки 6 для периферійного ущільнення робочих лопаток. Кожен з одержаних сегментів заводиться у розточку корпуса і прикріплюється до нього стопорною шайбою 7 та гвинтом 8.

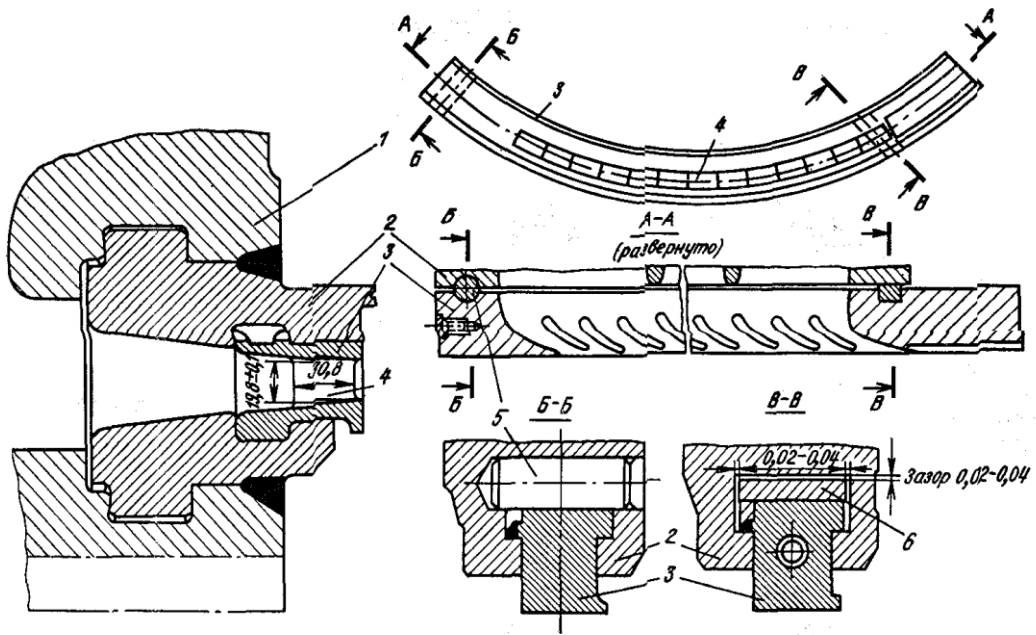


Рис. 3.9 - Сопловий апарат регулюючого ступеня турбіни ЛМЗ.  
 1 – соплова коробка; 2 – обойма соплового сегмента; 4 – соплова лопатка; 5 – штифт; 6 – ущільнююча шпонка

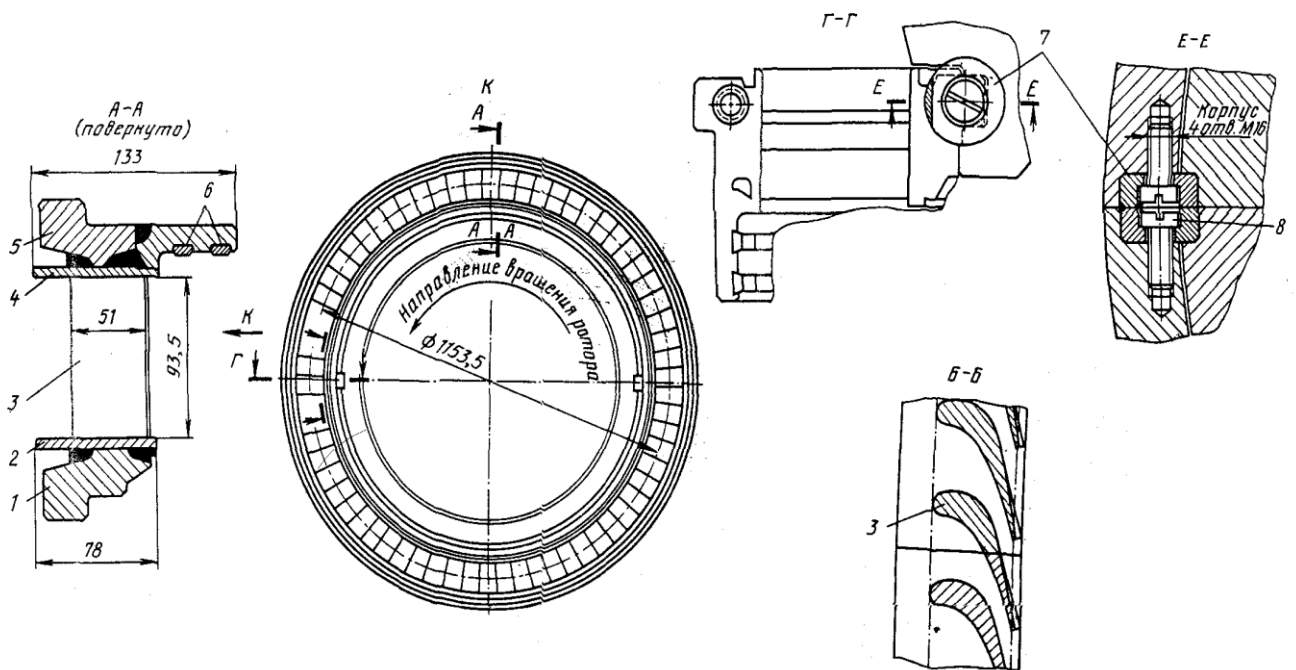


Рис. 3.10 - Сопловий апарат першого ступеню ЦСТ К-300-240 ЛМЗ.

1 – тіло діафрагми; 2,4 – бандажна стрічка; 3 – соплова лопатка; 5 – обод діафрагми; 6 – вставки периферійного ущільнення робочих лопаток

### 3.6 Контрольні питання

- 1 Які переваги мають двохстінні конструкції корпусів циліндрів високого тиску ?
- 2 Яким чином внутрішній корпус встановлюється у зовнішньому корпусі турбіни ?
- 3 Чим небезпечні недостатнє та надлишкове затягування крепежу фланцевого з'єднання верхньої та нижньої частин корпусу турбіни ?
- 4 З яких міркувань корпуси циліндрів низького тиску потужних парових турбін виконують зварними, а не відливають з чавуну або сталі ?
- 5 З яких міркувань „фікс-пункт” конденсаційної турбіни виконують завжди в області конденсатора ?
- 6 Яке призначення обойм парових турбін і як вони встановлюються в корпусі турбіни ?
- 7 З яких міркувань в циліндрі високого тиску використовують зварні діафрагми, а в циліндрі низького тиску – литі діафрагми ?
- 8 Яким чином діафрагми встановлюють в корпусі або обоймі турбіни ?

### Лабораторна робота № 4

#### Конструкція та робота органів паророзподілу

##### Завдання на лабораторну роботу

1. Накреслити стопорний або регулюючий клапан.
2. Визначити зусилля на клапані при тиску  $p_0 = 24$  МПа,  $p_1 = 4$  МПа,  $d_0 = 360$  мм,  $d_1 = 0,4 d_0$ .
3. Визначити максимальну висоту відкриття клапану при  $d_0 = 360$  мм.

#### 4.1. Призначення та вимоги до органів паророзподілу

Для подачі пари в турбіну використовують стопорні та регулюючі клапани. Призначення стопорних клапанів – раптове припинення подачі пари в турбіну, призначення регулюючих клапанів – регулювання витрати пари при зміні потужності турбіни.

Крім регулюючих та стопорних клапанів в турбінах з проміжним перегрівом встановлюють відсічний та регулюючий клапани на лінії після промперегрівача. Перед ЦНТ турбін насиченої та слабоперегрітої пари, тобто після сепаратора – перегрівача, встановлюють відсічні клапани.

Кожному регулюємому відбору пари в теплофікаційних турбінах відповідає регулюючий орган – клапан або поворотна діафрагма.

Регулюючі клапани, як і регулюючі (поворотні) діафрагми під час роботи можуть бути відкриті повністю або частково. Стопорні та відсічні клапани за звичаєм знаходяться у двох положеннях – вони або закриті, або повністю відкриті.

Клапани повинні задовольняти таким основним вимогам [5].

1. Перше відноситься до надійності та довговічності деталей, які працюють в паровому середовищі - корпусів та кришок клапанів, перехідних патрубків. Ці деталі зазнають дії корозії, ерозії та великих термічних напружень при перемінних режимах роботи, особливо при пусках та остановках

2. Робота клапанів повинна бути виключно надійною, тому що вони не тільки забезпечують задане навантаження турбіни, але й служать виконавчими органами одного з контурів захисту. Клапани повинні щільно притулятися до сідел при повному закритті для унеможливлення розгону турбіни у разі скидання навантаження. Конструкція клапана не повинна приводити до високих температурних напруг елементів, які вимушували б обмежувати швидкість пуску та навантаження турбіни.

3. При повному відкритті клапанів втрати тиску в них повинні бути невеликими, тому що дроселювання пари призводить до зменшення використаного теплоперепада турбіни.

4. Нормальна робота паророзподілу неможлива без надійної фіксації клапанів в заданому положенні. Це вимагає різних конструктивних засобів, які запобігають вібрації рухомих деталей клапана в осьовому, радіальному та тангенціальному напрямках. Вібрація може виникнути під дією змінних динамічних сил парового потоку.

5. Складним є питання ущільнення штоків клапанів в місці виходу з корпусу клапана. Ущільнення виконується у вигляді лабіринтів, через які відбувається витік пари. Зменшення зазору може призводити до заїдання штока, порушенню роботи системи регулювання, а в тяжких випадках – до аварії турбіни внаслідок її розгону.

6. Як правило, сумарна витратна характеристика регулюючих клапанів повинна бути лінійною, що значно полегшує керування турбіною та сприяє виконанню вимог лінійності статичної характеристики системи регулювання. Крива силового навантаження не повинна мати різких піків та западин, зміна зусиль по можливості повинна проходити плавно, бажано звести до мінімуму як найбільшу величину зусилля, так і різницю між найбільшим та найменшим його значеннями.

#### ***4.2 Конструкції регулюючих клапанів***

З конструкцій регулюючих клапанів найбільш простим є тарільчатий клапан, який показано на рис. 4.1, а [1].

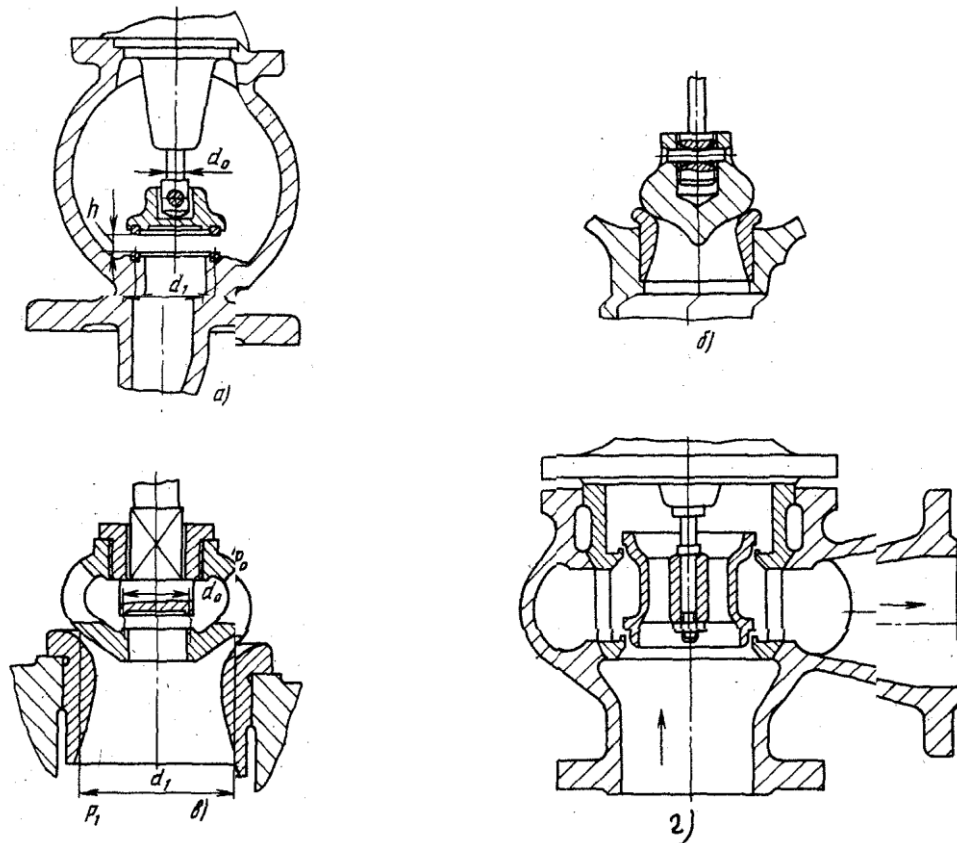


Рис. 4.1 - Типи регулюючих клапанів парових турбін:

*a)* – тарільчатий клапан; *б)* – обтічний клапан; *в)* – розвантажений клапан;  
*г)* - двосідельний розвантажений клапан

Але цей клапан має певні недоліки. Для забезпечення щільного прилягання клапана до сідла потрібно прикласти значне зусилля. В такому клапані за звичаєм допускають невеликі швидкості пари – до 50 - 70 м/с, що вимагає збільшення його розмірів, а це, в свою чергу, призводить до збільшення зусиль для його відкриття. Зусилля для відкриття клапана можна визначити:

$$R = \pi d_1^2 \cdot [1 - (d_0/d_1)^2] \cdot (p_0 - p_1) / 4 \quad (4.1)$$

де  $p_0$ ,  $p_1$  – тиск пари перед клапаном і за ним;  $d_0$  – діаметр штока клапана;  $d_1$  – діаметр кільця контакту між клапаном та сідлом.

Клапан буде відкритим повністю за умови

$$\pi d_1^2 / 4 = \pi d_1^2 \cdot h_{\max} \quad \text{або} \quad h_{\max} = d_1 / 4 \quad (4.2)$$

де  $h_{\max}$  – максимальна висота підйому клапана.

У разі необхідності здійснити заданий закон зміни прохідного перетину клапана в залежності від висоти його піднімання, клапан може бути забезпечено дросельним конусом [1].

На початковій ділянці піднімання клапана відкривається тільки вузький кільцевий перетин, який утворюється між дросельним конусом і сідлом. Для клапана з дросельним конусом повне піднімання не повинно бути менше.

$$h_{\max} = (d/4) + h_k \quad (4.3)$$

де  $h_k$  – висота дросельного конуса.

У момент відриву клапана від сідла значне підвищення швидкості течії через відкритий клапан призведе до збільшення втрат тиску в повністю відкритому каналі, а, значить, до зниження економічності турбіни. Ця втрата може бути зменшена, якщо клапану та його сідлу надати добре обтічну форму, а потім в дифузійній частині сідла частково відновити кінетичну енергію потоку.

На підставі таких аналізів був розроблений клапан, який показаний на рис. 4.1, б. В цьому клапані йому надана обтічна форма, а паровідвідний патрубок виконаний в формі розширеного сопла Вентурі, яке при дозвуковій швидкості пари дозволяє частково відновити в тиск швидкісну енергію потоку. В цьому разі швидкість пари допускається до 100 - 150 м/с, що дозволяє значно знизити діаметр клапана і скоротити парове зусилля, яке притискає клапан до сідла. Такі клапани набули широкого розповсюдження, особливо в турбінах високого тиску.

Подальші спроби зменшити зусилля, які необхідні для відриву клапана привели до такої конструкції (рис. 4.1, в). Клапан виконано подвійним. В середині великого клапана розміщено клапан меншого діаметра ( $d_0$ ). Під час піднімання штока спочатку відкривається клапан меншого діаметра, що призводить до підвищення тиску пари за клапаном. Коли менший клапан увійде у зіткнення з великим, починається піднімання останнього при зменшеному перепаді тиску ( $p_0 - p_1$ ). Таким чином, вдалося вдвічі зменшити зусилля для відриву клапана від сідла.

Ефективне розвантаження клапана може бути досягнуте в двосідельному клапані, який показано на рис. 4.1, г. Пара до клапана підводиться знизу і при його підніманні частково направляється через щілину, яка відкривається нижньою кромкою клапана, а частково протікає всередині циліндричного тіла клапана і, обминаючи щілину, яка відкривається верхньою кромкою, поступає до сопел. Парове зусилля в двосідельній конструкції може бути ефективно зрівноважене. Але двосідельні клапани мають більші розміри, їх важко виконати щільними, тому в турбінах з початковим тиском, який перевищує 8,82 МПа, як правило, використовують односідельні регулюючі клапани. Двосідельні



клапани знайшли використання в деяких турбінах насиченої пари, які встановлюються на АЕС.

У сучасних турбін великі розміри клапанів створюють труднощі при компоновці в загальній схемі турбоагрегата, що пов'язані з тим, що у разі монтажу клапанів безпосередньо на турбіні слід враховувати вплив маси клапанів на вигин циліндру і на вібраційні характеристики агрегата, а в разі окремого розміщення клапанів утворюються проміжні об'єми пари, які можуть призвести до закидання частоти обертання ротора у разі відключення генератора.

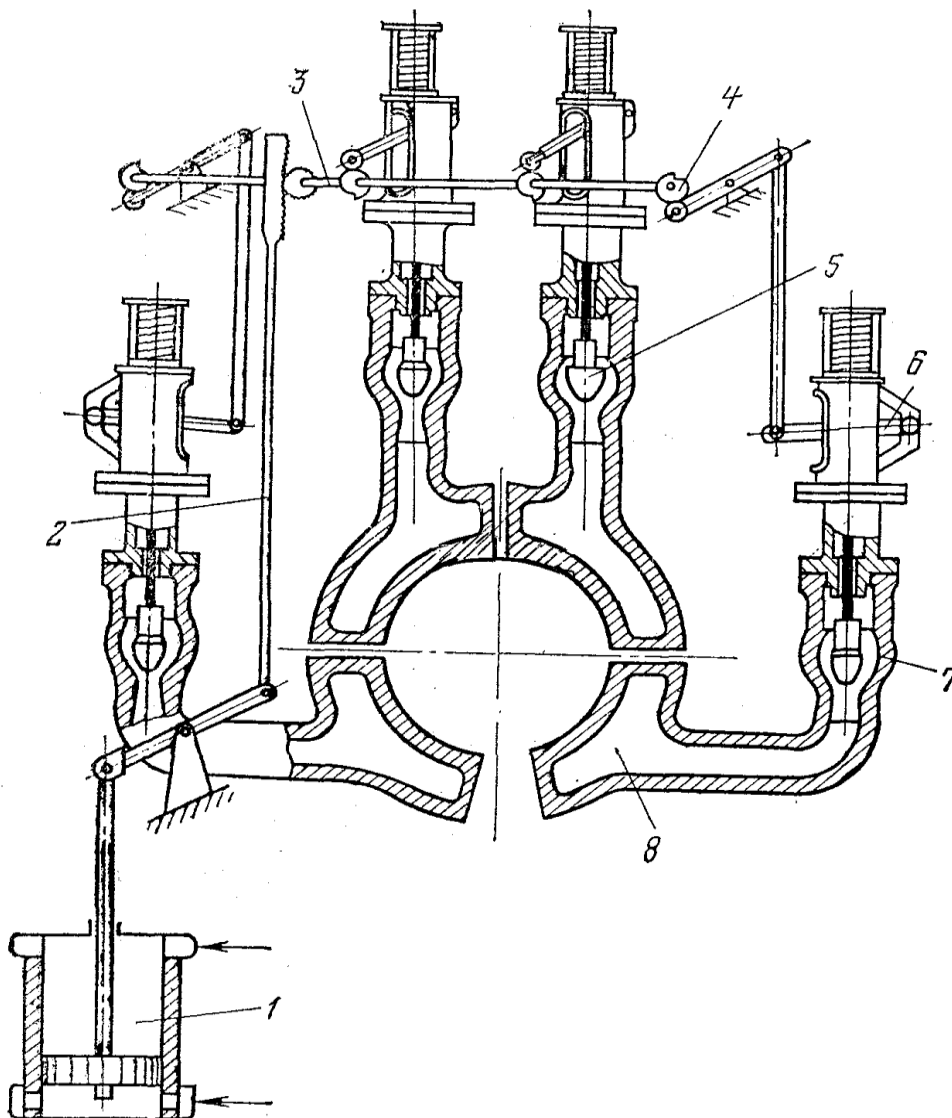


Рис.4.2 - Система паророзподілу з окремими клапанними коробками:

1 – сервомотор; 2 – рейка; 3 – кулачковий вал; 4 – кулачкова шайба; 5 – регулюючий клапан; 6 – важіль; 7 – корпус клапанів; 8 – соплова коробка

Як вже вказувалось, в турбінах з великим початковим тиском пари зусилля, які необхідні для відкриття клапану в початковий період, складає кілька тон із-за великої різниці тисків перед і за клапаном. Особливо значних значень ці зусилля досягають в клапані, який відкривається першим, внаслідок того, що перед клапаном може бути повний тиск пари, а за клапаном – вакуум конденсатора. Ці зусилля збільшуються з ростом потужності турбіни, тому що витрата пари і площа клапана, необхідна для його пропуску, значно зростають.

Для таких умов раціональною є конструкція паророзподілу, з окремою клапанною коробкою, яка показана на рис. 4.2 [5]. Регулюючі клапани 5 вставлені окремо в корпусах клапанів 7, з яких пара поступає до соплового апарата регулюючого ступеню (в сопловій коробці 8). Кожен клапан переміщується штоком та важелями 6. Шток серводвигуна 1 через систему важелів, рейку 2 та зчіплене з нею зубчате колесо повертає розміщений в підшипниках (не показаних на рис.4.2) кулачковий вал 3. Кулачкові шайби 4, встановлені на цьому валі, під час його обертання в певній послідовності відкривають регулюючі клапани.

На рис. 4.3, а показана загальна конструкція розвантаженого регулюючого клапана ЛМЗ, в якому пара з парової коробки 9 подається до сопел 14 через дифузор 11 та соплову коробку 13, яка вварена в корпус турбіни 12. На кулачковому валу 5, який обертається сервомотором через рейкову передачу, розміщені кулачкові шайби 6 (по одній на клапан), які переміщують привідний важіль 17 через ролик 4. Під час переміщення важіля вгору він зміщує рамку 3, до нижнього фланця якої прикріплений шток 7, який пересувається всередині букси 8. На іншому кінці цього штоку розміщений клапан 10, який також піднімається вгору. При цьому одночасно стискається пружина 2.

Конструкція самого розвантаженого клапана (модифікація ЛМЗ) представлена на рис.4.3, б. Всередині основного клапана 3 розміщений розвантажувальний клапан 4. На початку відкриття клапана пересування штока 1 призводить до піднімання розвантажувального клапана, при цьому тиск всередині основного клапана мало відрізняється від тиску за ним і відбувається часткове розвантаження основного клапана. Потім після піднімання розвантажувального клапана на висоту близько 8 мм, починається піднімання основного клапана. Конструкція клапана повинна забезпечувати не тільки розвантаження під час відкривання або при часткових навантаженнях, а також і щільне прилягання в закритому стані. Для цього в кришці 15 парової коробки (рис. 4.3, а) виконаний канал а, який забезпечує повний тиск всередині основного клапана у разі закритого розвантажувального.

Клапан із штоком повинен бути сконструйований таким чином, щоб на всіх режимах сила, яка діє на шток, розтягувала шток. Це виключає його зацімлення у разі підйому чи опускання клапана. Крім того, це дасть

можливість уникнути пульсацій клапана у разі зміни напрямку парового зусилля. Для цієї мети призначений гвинт 1 та пружина 2, яка також дозволяє компенсувати теплове розширення штока 7 та рамки 3, не допускаючи виникнення зазорів таких розмірів, в межах яких може виникати вібрація клапана.

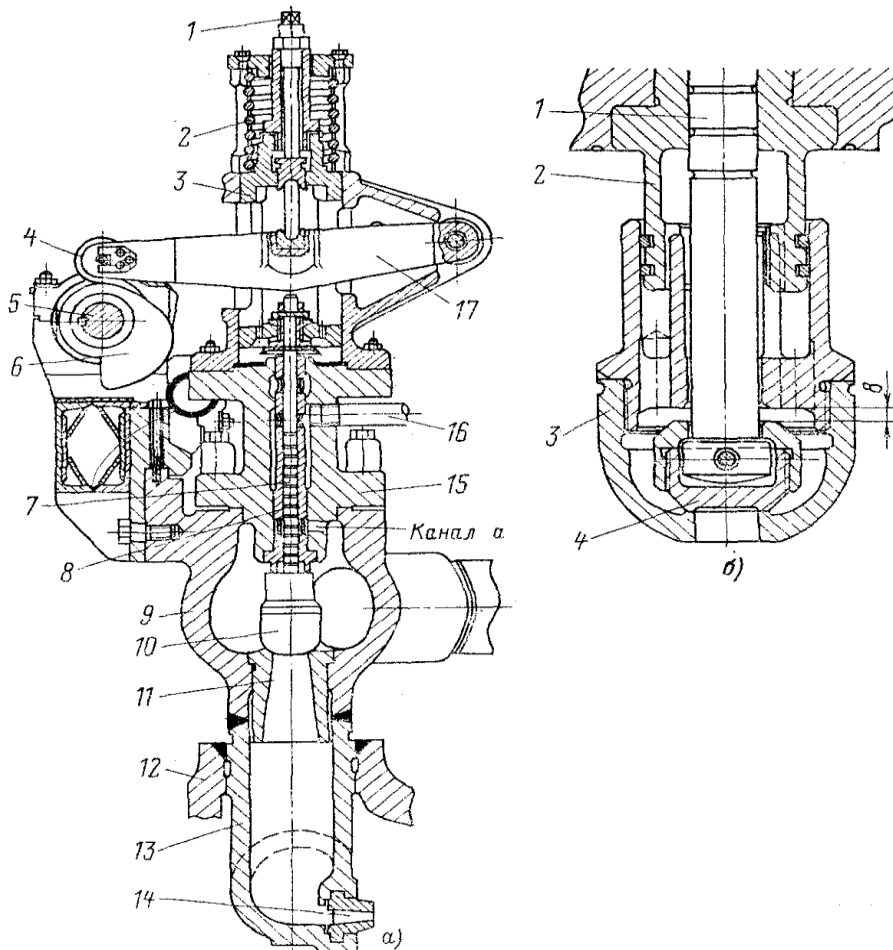


Рис. 4.3 - Розвантажений регулюючий клапан ЛМЗ:

а) механізм керування розвантаженим регулюючим клапаном

1 – нажимний гвинт; 2 – пружина; 3 – рамка; 4 – ролик; 5 – кулачковий вал; 6 – кулачкова шайба; 7 – шток; 8 – букса; 9 – парова коробка; 10 – клапан; 11 – дифузор; 12 – корпус турбіни; 13 – соплова коробка; 14 – сопло; 15 – кришка; 16 – трубопровід; 17 – привідний важіль

б) конструкція розвантаженого регулюючого клапана

1 – шток; 2 – циліндр; 3 – основний клапан; 4 – розвантажений клапан

У разі виникнення аварійних ситуацій, коли сервомотор не зможе закрити регулюючі клапани (наприклад, у разі виходу із ладу насоса системи регулювання або розриву маслопровода подачі масла до сервомотора), пружина 2 долає опір всіх ланок передаючого механізму і закриває всі клапани, запобігаючи розгону ротора турбіни. Між штоком і буксою клапана залишають великий радіальний зазор (0,2 – 0,4) мм при

невеликому діаметрі потоку (40 - 60 мм). Це зв'язано з тим, що при великій довжині штоку (до 1 м) його важко виконати ідеально прямим і в зазорі відбувається витік пари вздовж штоку. Для утилізації її теплоти ущільнення штоку трубопроводом 16 з'єднують з підігрівачем питної води.

### ***4.3 Стопорні та зворотні клапани і заслонки***

Під час роботи турбіни можуть виникнути обставини, які потребують негайного припинення подачі пари в турбіну, а іноді і відключення генератора від мережі. Необхідність термінового припинення подачі пари в турбіну виникає при: збільшенні частоти обертання ротора більш допустимої; неприпустимому осьовому зсуві ротора відносно статора; неприпустимому збільшенні тиску в системах змащення та регулювання; аварії обладнання (котел, реактор, генератор, конденсатор тощо), які вимагають негайного припинення подачі пари в турбіну.

Для запобігання тяжких наслідків таких явищ в турбіні передбачений автоматичний захист. Виконавчими органами системи захисту виступають стопорні та зворотні клапани. Кожна турбіна забезпечується одним або кількома стопорними клапанами, які розміщені перед регулюючими клапанами.

Сторпорні клапани повинні швидко та надійно спрацювати для припинення подачі свіжої пари в турбіну. При цьому в блочних установках, де виробництво пари паровиробляючою установкою не може бути припинено раптово, пару направляють через швидкодіючу редуційно-охолоджуючу установку в конденсатор або через запобіжні клапани, які розміщені на паропроводі, – в атмосферу.

Для турбін з проміжним перегрівом пари відключення паропроводів тільки свіжої пари недостатньо, тому що якийсь час пара буде поступати з паропроводів проміжного перегріву в ЦСТ та розганяти турбіну. Тому безпосередньо перед ЦСТ або прямо на його корпусі встановлюють стопорні клапани, які відсікають пару проміжного перегріву від ЦСТ. Перед стопорними клапанами ЦСТ розміщують скидні клапани, які направляють пару з системи проміжного перегріву в конденсатор.

В турбінах насиченої пари, в яких між ЦВТ і ЦНТ встановлюють сепаратор–перегрівач, передбачається встановлення за ним стопорних клапанів (заслонок), аналогічних стопорним клапанам ЦСТ турбін з проміжним перегрівом.

Але цього захисту від поступання пари в турбіну недостатньо, тому що пара в неї може попадати з паропроводів регулююємих відборів та з регенеративних підігрівачів. Таке положення виникає у разі закриття стопорного клапану та швидкого падіння тиску всередині турбіни. У цьому разі в регенеративних підігрівачах виникає вскіпання конденсата гріючої

пари, який прямує в турбіну. Тому на трубопроводах відбору встановлюють зворотні клапани, часто з примусовим закриттям за допомогою сервомоторів, які одержують імпульс від кінцевих вимикачів, які встановлені на стопорних клапанах і подають сигнал при майже повному їх закритті.

На рис. 4.5 [5] показана конструкція стопорного клапана турбіни К-300-240 ЛМЗ. Корпус клапана встановлюють на фундаментній плиті за допомогою опорної конструкції. Пара з котла підводиться до клапана двома патрубками і трьома паропроводами направляєтся до регулюючих клапанів турбіни. Клапан виконаний розвантаженим: під час руху сервомотора шток відкриває спочатку невеликий розвантажувальний клапан. Для виключення можливості потрапляння зварочного ґрату та сторонніх предметів в стопорний та регулюючий клапани та проточну частину турбіни в корпусі клапана встановлена металева сітка.

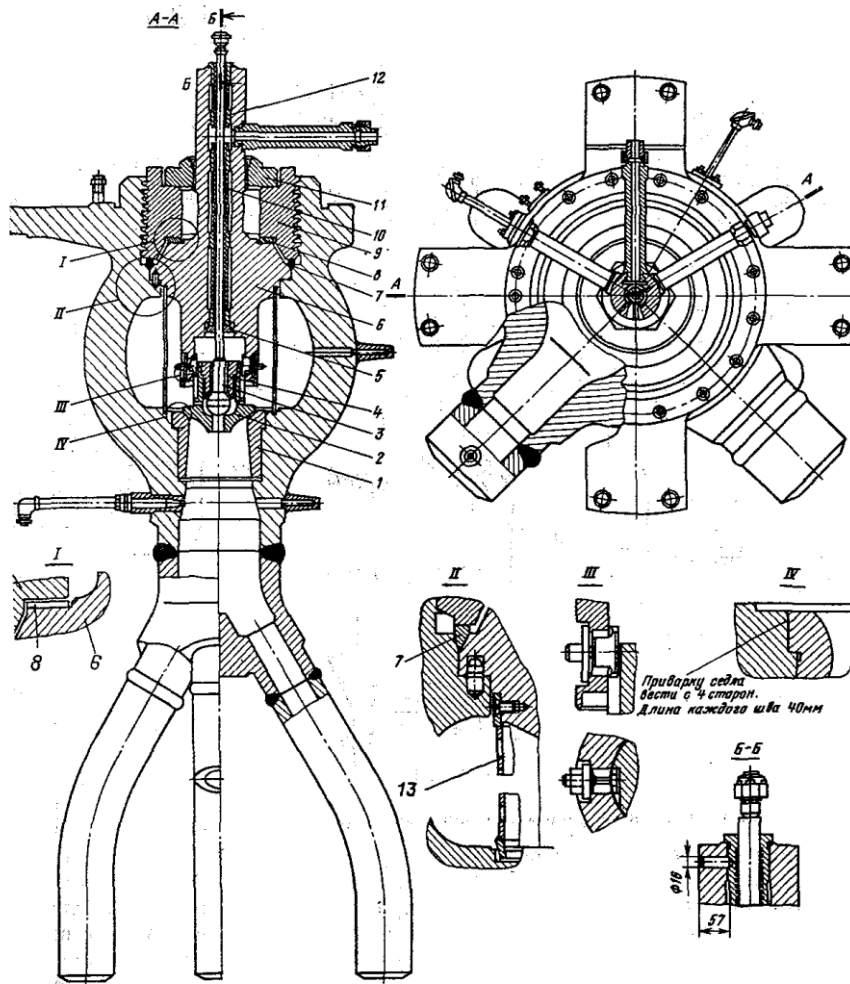


Рис. 4.5 - Стопорний клапан турбіни К-300-240:

1 – сідло; 2 – клапан діаметром 200 мм; 3 – шток; 4, 5, 11 – гайки спеціальні; 6 – букса; 7 – кільце ущільнюоче; 8 – кільце підкладне; 9 – гайка клапана спеціальна; 10, 12 – нижня і верхня букси; 13 – парове сито

Сервомотори стопорних клапанів виконують односторонніми: масло подають тільки з одного боку поршня. У разі спрацювання захисту тиск масла під поршнем сервомотора різко зменшується і пружина саджає клапан на сідло.

В сучасних парових турбінах застосовуються три схеми з'єднання парових стопорних та регулюючих клапанів:

1) *стопорні та регулюючі клапани розміщені роздільно та з'єднуються між собою перепускними трубами.* На кожен стопорний клапан приходиться від двох до чотирьох регулюючих клапанів.

В турбінах надкритичного тиску регулюючі клапани, число яких складає від чотирьох до восьми на одну турбіну, розміщують окремо та з'єднують з ЦВТ тонкостінними перепускними трубами. В турбінах докритичного тиску регулюючі клапани розміщують безпосередньо на корпусі ЦВТ чи близько до нього, і вони зв'язані з циліндром короткими патрубками (рис. 4.6) [2]. Регулюючі клапани ЦСТ також встановлюють в безпосередній близькості до циліндру.

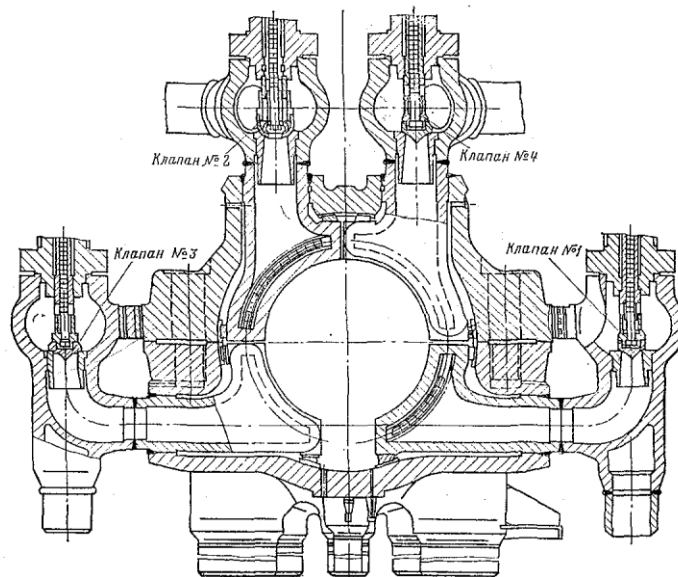


Рис. 4.6 - Поперечний переріз ЦВТ турбіни К-200-130 ЛМЗ по регулюючих клапанах

2) *стопорні та регулюючі клапани розміщені поряд та з'єднуються між собою короткими патрубками в блоки клапанів, що полегшує умови рівномірного прогріву всіх клапанів під час пуску турбоагрегату* (рис. 4.7) [3].

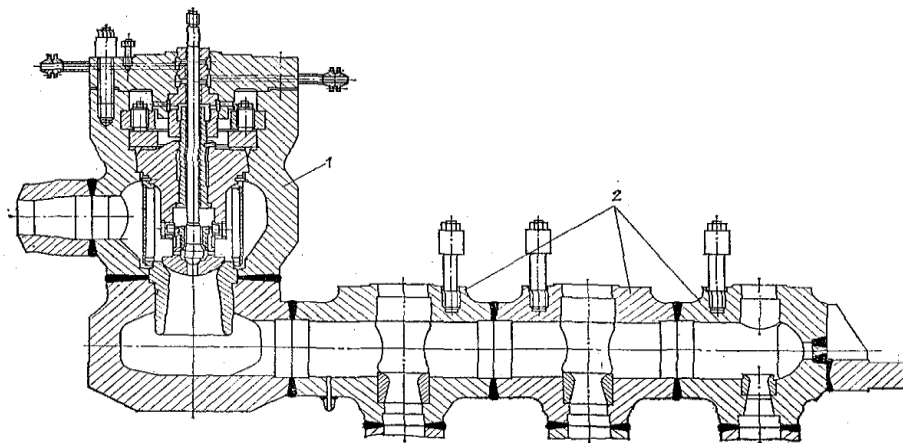


Рис. 4.7 - Блок клапанів ЦВТ турбіни Т-250/300-240 ТМЗ:

1 – стопорний клапан; 2 – корпуси регулюючих клапанів

3) *стопорні та регулюючі клапани розміщені в одному загальному корпусі* (рис. 4.8) [2]. Пара підводиться до центральної камери під стопорним клапаном та після нього подається в камеру над ним, загальну для трьох регулюючих клапанів, які знаходяться в тому ж корпусі.

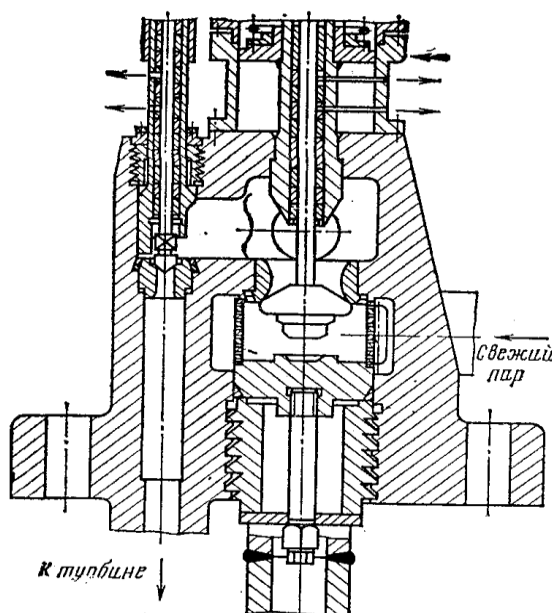


Рис. 4.8 - Блок клапанів ЦВТ турбіни К-300-240 ХТЗ

Роздільне розміщення клапанів та циліндрів дозволяє спростити конструкцію та технологію виготовлення циліндра, систему керування клапанами, а також полегшити монтаж та демонтаж турбіни. Однак наявність додаткових парових об'ємів між клапанами та циліндрами збільшує розгін турбіни після закриття клапанів у випадках скиду навантаження.

Як вже вказувалось, стопорні та регулюючі клапани в сучасних турбінах часто конструктивно виконують в єдиному блоці, який встановлюють поряд з турбіною. На рис. 4.9 [5] показаний блок клапанів для турбін ЛМЗ потужністю 800 - 1200 МВт.

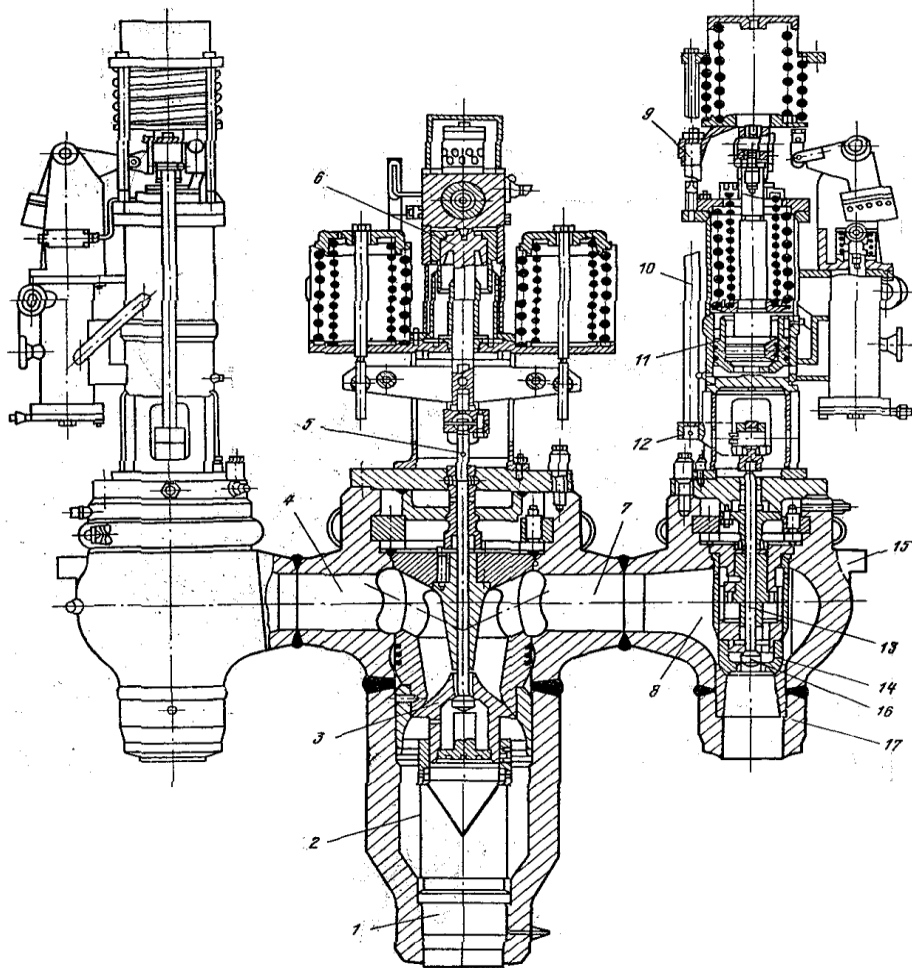


Рис. 4.9 - Блок стопорно-регулюючих клапанів ЛМЗ потужністю 800-1200 МВт:

1 – патрубок; 2 – парове сито; 3 – стопорний клапан; 4,7 – з'єднувальні патрубки; 5 – шток стопорного клапана; 6 – поршень сервомотора; 8 – клапанна коробка; 9,12 – траверси; 13 – шток регулюючого клапана; 14 – основний регулюючий клапан; 15 – лапа; 16 – розвантажувальний клапан; 17 – патрубок

Пара з котла підводиться до патрубка 1, проходить через сито 2, яке запобігає потраплянню в блок клапанів і в турбіну сторонніх предметів, та поступає до стопорного клапана 3. Під час подачі масла в порожнину над поршнем 6 сервомотора, поршень опускається, зтискаючи пружину сервомотора, і переміщує шток 5 стопорного клапана донизу. При цьому спочатку відкривається розвантажувальний, а потім основний стопорний клапан. Пара поступає в з'єднувальні патрубки 4 і 7, а з них – в корпус регулюючих клапанів 8. У разі подачі головним золотником масла під тиском під поршень 11 сервомотора, траверси 9 і 12, які скріплені



колонками 10, пересуваються угору, тягнучи за собою шток 13 клапана. В результаті спочатку відкривається розвантажувальний клапан 16, а потім і основний регулюючий клапан 14. При цьому пара з клапанної коробки проходить до патрубку 17, і з нього – в гнучкий паропровід, а потім в турбіну. Блок клапанів лапами 15 встановлюється на зварну конструкцію і вільно розширюється на ній вздовж кульових опор.

На рис. 4.10 [5] показана конструкція комбінованого стопорно-регулюючого клапана іншого типу, який широко використовується ХТЗ.

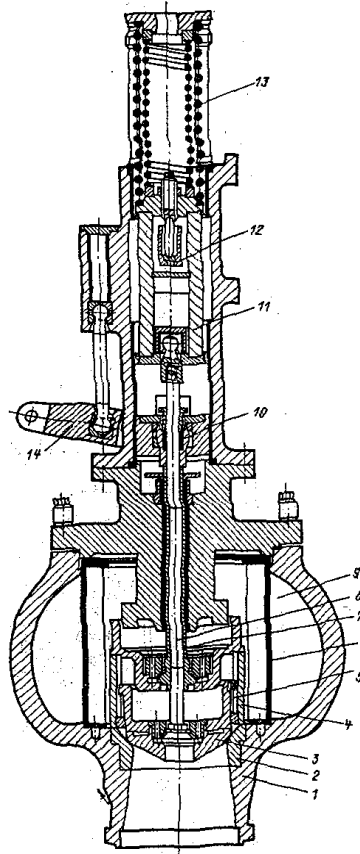


Рис. 4.10 - Комбінований клапан турбіни К-500-60/1500 ХТЗ:

1 – корпус; 2 – сідло; 3 – регулюючий клапан; 4 – стопорний клапани; 5 – чаша регулюючого клапана; 6 – парове сито; 7,8 – шток; 9 – парова коробка; 10 – сферична опора; 11 – рамка; 12 – траверса; 13 – пружина

Цей клапан має один корпус 1, всередині якого встановлено два клапани: стопорний 4 і регулюючий 3. Перед пуском турбіни сервомотор стопорного клапана приводить в дію важіль 14, який повертається навкруги сферичної стрижньової опори і захоплює через другу сферичну опору 10 трубчатий шток 7. Стопорний клапан 4 відкривається, відривається від сідла 2 і переходить у крайнє верхнє положення. Регулюючий клапан 3 приступає до виконання своїх функцій. Чаша 5 регулюючого клапана переміщується штоком 8 після попереднього відкриття розвантажувального клапана, який розміщений всередині штока

7, рамкою 11 через палець, який пересувається траверсою 12. Привід траверси забезпечується по краям кулачками через розподільчий вал, який обертається рейкою та сервомотором. Закриття регулюючого клапана виконується пружиною 13. У разі відкритих стопорного та регулюючого клапанів пара поступає в парову коробку 9, проходить парове сито 6, між регулюючим клапаном і сідлом і направляється в турбіну. Стопорний та регулюючий клапани регулюються окремо та незалежно один від одного своїми сервомоторами. Основна перевага комбінованого клапана: практично вдвічі менше втрати тиску і дроселювання у разі повного відкриття та менша металоємкість і трудомісткість виготовлення.

Стопорно-регулюючий клапан турбіни К-300-240 ЛМЗ (рис. 4.11 [5]) перед ЦСТ служить для зменшення динамічного закидання частоти обертання при скиданні навантаження та відключенні від мережі.

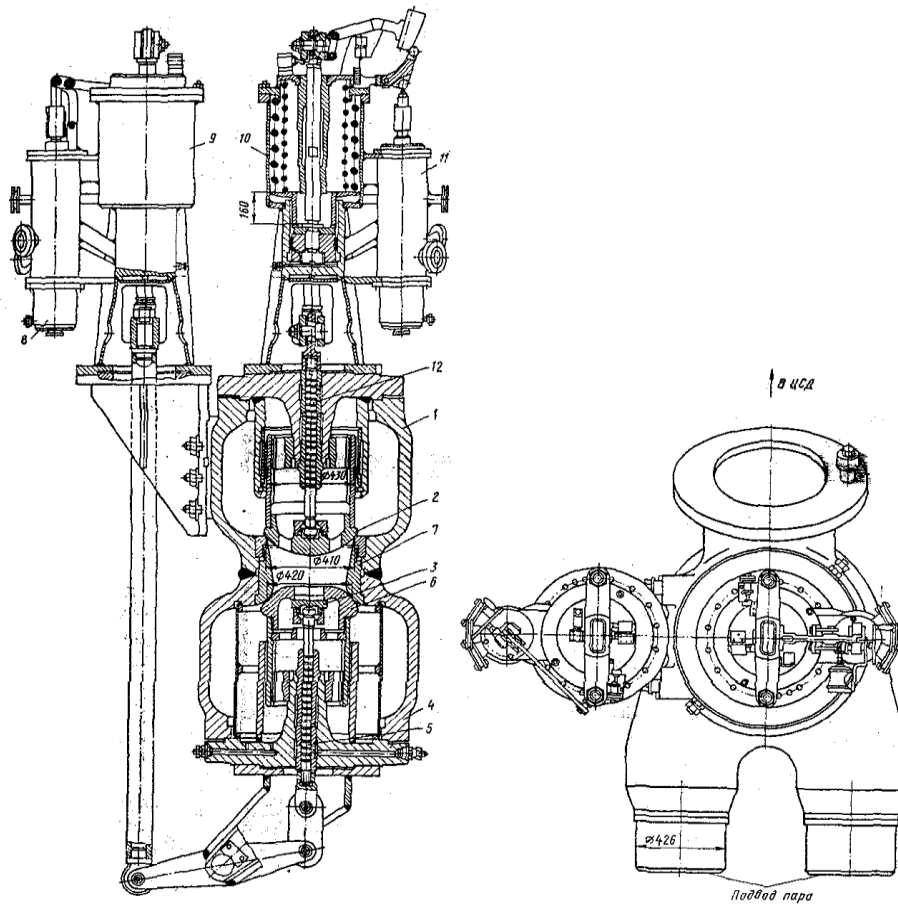


Рис. 4.11 - Стопорно-регулюючий клапан ЦСТ турбіни К-300-240 ЛМЗ:  
 1 – корпус регулюючого клапана; 2 – регулюючий клапан; 3 – розвантажувальний клапан; 4 – корпус стопорного клапана; 5, 12 - шток; 6 – стопорний клапан; 7 – сідло клапанів; 8, 11 – золотники сервомоторів; 9, 10 - сервомотори стопорного і регулюючого клапана

Клапан має одне загальне сідло, на протилежних боках якого встановлені стопорний та регулюючий клапани, які пересуваються своїми

сервомоторами. Пара по двом паропроводам з проміжного пароперегрівача котла поступає через парове сито в корпус стопорного клапана, проходить послідовно стопорний та регулюючий клапани і із парової коробки регулюючого клапана поступає прямо в корпус ЦСТ, до якого він приєднаний фланцем.

На рис. 4.12 [5] показано стопорно-регулюючу заслінку, яка встановлюється на паропроводі діаметром 1200 мм, який йде від СПП до ЦНТ турбіни К-220-44 ХТЗ.

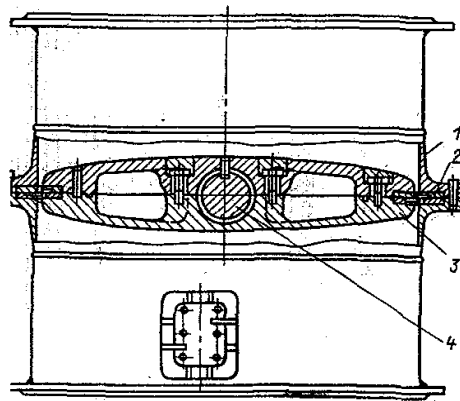


Рис. 4.12 - Поворотна заслінка турбіни К – 220 – 44:

1 – корпус; 2 – сідло; 3 – диск; 4 – вал

У разі різкою скидання навантаження з відключенням генератора від сіті сервомотор за допомогою рейки повертає вал заслінки, закриваючи паропровід. Диск заслінки виконаний обтічної форми і не створює значного дроселювання пари у відкритому положенні. Клапан, який встановлений на паропроводі відбору, виконується одночасно і зворотнім, і запобіжним.

На рис. 4.13 [5] показано положення клапана у закритому стані, коли у полость над поршнем подано конденсат з напорної лінії конденсатних насосів. При цьому шток клапана опускається униз і тарілка клапана сідає на сідло. У разі зняття тиску конденсата пружина перемістить клапан угору, але при цьому тарілка залишиться на місці до тих пір, поки кінетична енергія пари, яка поступає, не оберне тарілку і не відкриє клапан до положення, яке вказано на рисунку пунктиром.

У разі зворотнього потоку пари чи води, цей потік потягне тарілку клапана і насадить її на сідло, відсікаючи прохід для пари, при цьому положення поршня 2 не буде мати ніякого значення. У разі закриття стопорних клапанів турбіни чи відключення генератора від мережі подається сигнал на соленоїдний клапан, який подає силовий конденсат в

порожнину над поршнем та примусово закриває зворотній клапан, не допускаючи таким чином пару із відбірного паропровода в турбіну.

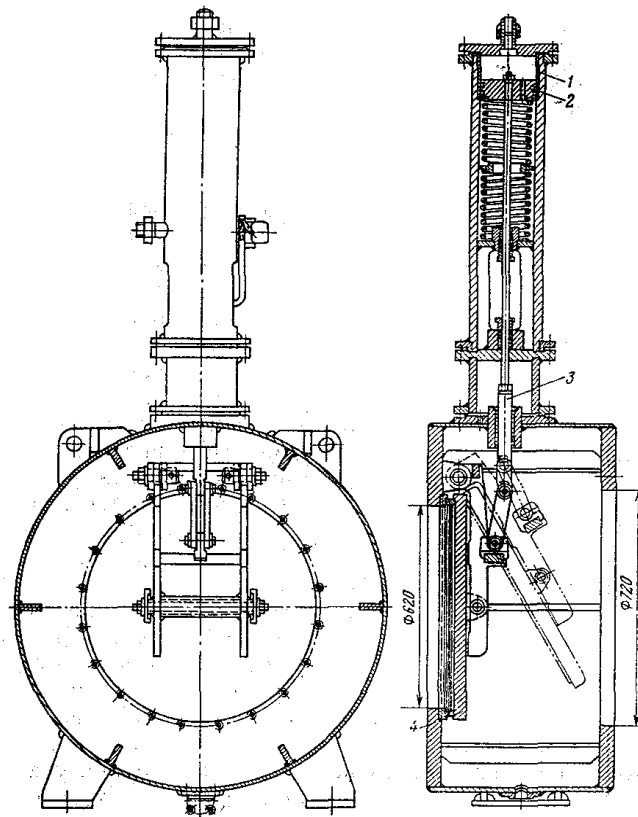


Рис. 4.13 - Зворотній клапан паропроводів відбору:

1 – втулка; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – тарілка

В парових турбінах з регульованими відборами пари використовують поворотні діафрагми, які виконують дві функції – розділення внутрішньої порожнини циліндра на відсіки з різними параметрами пари та регулювання пропуску пари в наступні відсіки турбіни. Використання поворотних діафрагм, які замінюють собою регулюючі клапани, спрощує конструювання циліндрів та дозволяє виконати одноциліндрові турбіни з одним або двома регульованими відборами пари. Поворотна діафрагма теплофікаційної турбіни Т-100-130 ТМЗ, яка показана на рис. 4.14 [2], виконує роль дросельного клапана. Вона виконана з литої чавунної діафрагми 1, яка складається з двох половин, з'єднаних болтами по горизонтальному роз'єму. Перед діафрагмою з боку входу пари розміщене поворотне стальне кільце 2, також виконане з двох половин, з'єднаних болтами. Чотири планки 3 обмежують переміщення поворотного кільця в осьовому напрямку. Повний хід кільця між закритим та відкритим положенням діафрагми відповідає куту поворота на  $3^{\circ} 26' 26''$ . Обертання кільця виконується

сервомотором, який розміщений поза межами циліндра, через важільну передачу, яка з'єднана з сергою 4.

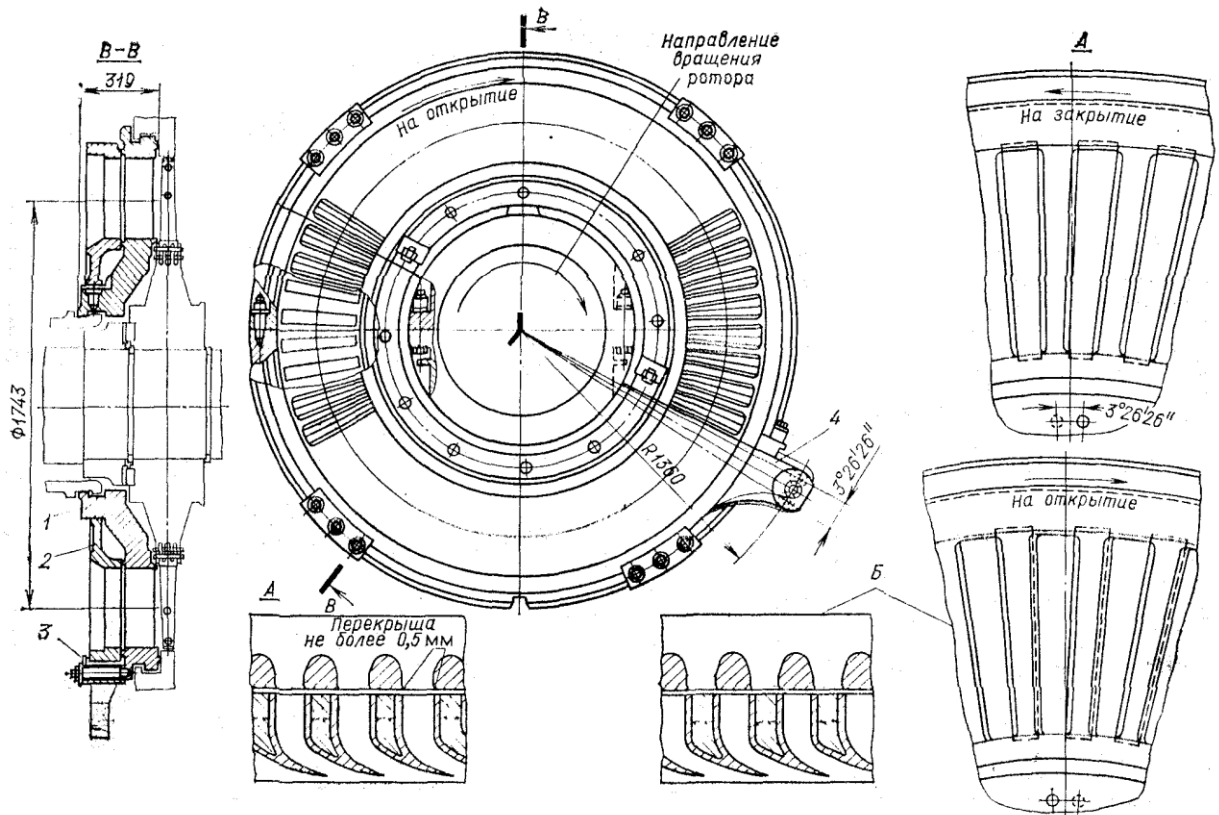


Рис. 4.14 - Поворотна діафрагма ЦНТ турбіни Т-100-130 ТМЗ:

А – положення поворотного кільця у разі повного відкриття сопел; Б – у разі повного закриття сопел

1 – лита чугунна діафрагма; 2 – поворотне стальне кільце; 3 – обмежуюча планка; 4 – сирьга

#### 4.4 Контрольні питання

1. З яких міркувань регулюючі клапани виконують з розвантаженням ?
2. Які використовуються засоби розвантаження клапанів турбіни ?
3. Яка різниця у використанні стопорних та регулюючих клапанів ?
4. Вказати основні схеми з'єднань парових коробок стопорних та регулюючих клапанів ?
5. Побудувати процес протікання пари в клапанній системі в  $h - s$  діаграмі.

## Список використаної літератури

1. Яблоков Л.Д., Логинов И.Г. Паровые и газовые турбоустановки. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 352 с.
2. Паровые и газовые турбины. Под ред. Костюка А.Г., Фролова В.В. М.: Энергоатомиздат, 1985. – 352 с.
3. Паротурбинные установки атомных электростанций. Под ред. Косяка Ю.Ф. М.: Энергия, 1978. – 312 с.
4. Жирицкий Г.С., Стрункин В.А. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. – Машиностроение, 1968. – 520 с.
5. Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 640 с.
6. Доброхотов В.И., Жгулев Г.В. Эксплуатация энергетических блоков. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
7. Капелович Б.Э. Эксплуатация паротурбинных установок. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 304 с.
8. Занин А.И., Соколов В.С. Паровые турбины. – М.: Высшая школа, Машиностроение. 1970. – 124 с.
9. Вишне夫斯基 М.Г., Ткачев А.Н., Маляров Н.Н. Совершенствование и опыт эксплуатации системы гидростатического подъема роторов и валоповоротных устройств турбин большой мощности // Энергетическое машиностроение, 1985, N 9.