

Розділ 6. Конструкція та розрахунки на міцність парових турбін.

Тема 6.1. Конструкція сучасних парових турбін

Лекція 25. Основні принципи конструювання. Конструкція сучасних парових турбін.

Література: [4] с. 214-229; [2] с. 204-233; с. 241-255.

Завдання на СРС. Конструкція робочих лопаток парових турбін та розрахунки їх на міцність (визначення розтягуючих та згинаючих напруг).

Визначення моменту інерції профілю лопатки (аналітичний метод Сімпсона та графоаналітичний метод). Розрахунки на міцність лопаткових хвостовиків (Т-образного, вильчатого).

КОНСТРУКЦИИ СОВРЕМЕННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН.

Основные принципы конструирования.

Основные конструктивные особенности современных паровых турбин определяются назначением и типом турбины, единичной мощностью турбоагрегатов, использованием высоких и сверхкритических начальных параметров пара, наличием промежуточного перегрева пара до начальной температуры, режимными условиями работы турбин и достижением маневренных качеств, обеспечением надежной и экономичной эксплуатации турбоагрегатов в резкопеременных режимах.

Основные направления и принципы конструирования современных стационарных паротурбинных агрегатов.

Цилиндры. Цилиндр является одной из основных деталей турбины сложной формы с переменным по длине диаметром и горизонтальными, а в некоторых случаях и вертикальными фланцами. В цилиндре закреплены сопловые и направляющие аппараты, диафрагмы, обоймы диафрагм и другие элементы статора. Цилиндры имеют патрубки для промежуточных регулируемых и нерегулируемых отборов пара, патрубки для подвода и отвода пара из цилиндров.

Конденсационные турбины мощностью до 50 МВт обычно выполняют *одноцилиндровыми*. Мощность одноцилиндровых турбин может быть повышена примерно до 100—150 МВт, если турбоагрегат предназначается для работы в полупиковой части графика электрической нагрузки. В этом случае турбину можно рассчитывать на пониженные начальные параметры пара и ухудшенный вакуум в конденсаторе. В связи с небольшим числом часов использования в году турбоагрегат подобного типа может иметь несколько худшую по сравнению с базовыми агрегатами экономичность. Поэтому при расчете такого турбоагрегата могут быть допущены увеличенные потери с выходной скоростью, а теплоперепады в отдельных ступенях увеличены по сравнению с оптимальными. Это позволяет при повышенном расходе пара на турбину сократить число ступеней и разместить их в одном цилиндре.

С ростом единичной мощности агрегатов и повышением начальных параметров пара количество цилиндров в одной турбине постепенно возрастало (рис 11.1 и 11.2). В настоящее время большинство агрегатов крупной мощности имеет до четырех цилиндров, а в некоторых турбинах, например К-1200-240

ЛМЗ, число цилиндров достигает пяти. В зависимости от параметров пара на входе в цилиндр условно различают цилиндры высокого давления (ЦВД), цилиндры среднего давления (ЦСД) и цилиндры низкого давления (ЦНД).

В одноцилиндровых турбинах соединение ротора турбины с ротором электрического генератора осуществляется со стороны выхода пара из цилиндра. *В многоцилиндровых одновальных турбинах* цилиндры располагают по ходу движения пара и по мере снижения его параметров, т. е. сначала устанавливают ЦВД, потом ЦСД и один или несколько ЦНД, после чего располагают электрический генератор (рис. 11.1 и 11.23). Подобная компоновка принята в качестве типовой для всех отечественных одновальных турбоагрегатов. Наряду с этим могут встречаться и другие варианты взаимного расположения цилиндров, при которых ЦВД может размещаться в центре валопровода, а ЦНД (два или четыре) — симметрично по обе стороны от него.

Направление потоков пара в многоцилиндровых турбинах может быть разнообразным и определяться многочисленными факторами:

- уменьшение осевых усилий, воздействующих на упорный подшипник турбины,

- уменьшение осевых зазоров,

- уменьшение взаимных перемещений валопровода и корпусов цилиндров, расположение трубопроводов подвода и отвода пара из цилиндров, уменьшение тепловых деформаций цилиндров и т. д.

ЦВД в отечественных турбинах даже самой крупной мощности выполняют однопоточным, при этом пар может подводиться как с конца цилиндра (прямоточная схема) так и в его среднюю часть (петлевая схема), см. рис 11.1, 11.24. В петлевой схеме ЦВД предусматривается поворот потока пара за первой группой ступеней, расположенных во внутреннем корпусе на 180° , после чего он омывает снаружи внутренний корпус цилиндра, охлаждает его и поступает в последующую группу ступеней, расположенных в наружном корпусе цилиндра. При петлевой схеме ЦВД теряется энергия за первой группой ступеней, добавляется потеря давления из-за сопротивления тракта в межкорпусном пространстве, но одновременно существенно уменьшаются потери в уплотнениях. К положительным свойствам этой конструкции можно отнести уменьшение температурных разностей и напряжений в корпусе цилиндра, особенно при переменных режимах работы; примерное уравнивание осевого усилия в пределах этого цилиндра; удалении наиболее горячих частей ЦВД от подшипников турбины.

В турбинах с большими объемными расходами пара на входе в цилиндр применяют двухпоточную конструкцию с одинаковыми потоками пара и одинаковой геометрией проточной части. Использование такой конструкции позволяет снизить высоту рабочих лопаток последней ступени в данном цилиндре и полностью уравновесить осевые усилия в нем. К недостаткам двухпоточной конструкции следует отнести увеличение числа ступеней в цилиндре и повышение длины ротора. Двухпоточная конструкция нашла применение не только в ЦНД, но и в ЦСД (рис 11.1, 11.27), а также в некоторых ЦВД турбин для АЭС.

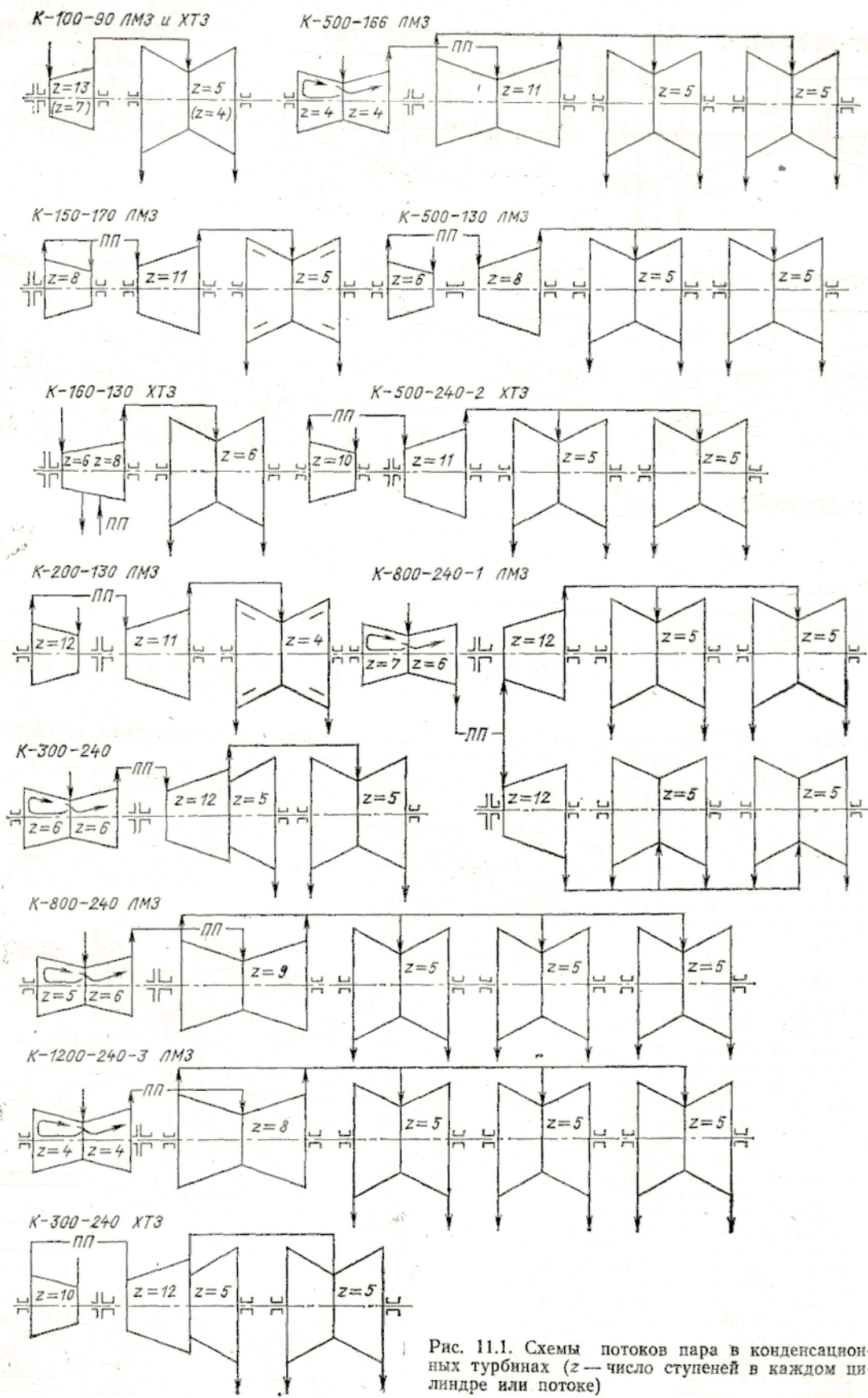


Рис. 11.1. Схемы потоков пара в конденсационных турбинах (z — число ступеней в каждом цилиндре или потоке)

В многоцилиндровых конструкциях с целью уравнивания осевых усилий применяют противоположное направление потоков пара в различных цилиндрах. Но при переходных процессах в турбинах может произойти значительное перераспределение осевых усилий, сопровождающееся появлением большого усилия в упорном подшипнике. Особенно это относится к теплофикационным турбинам, в которых давление в камерах регулируемых отборов и расход пара через после отборные ступени, а следовательно, и осевое усилие, изменяются независимо от расхода свежего пара через турбину.

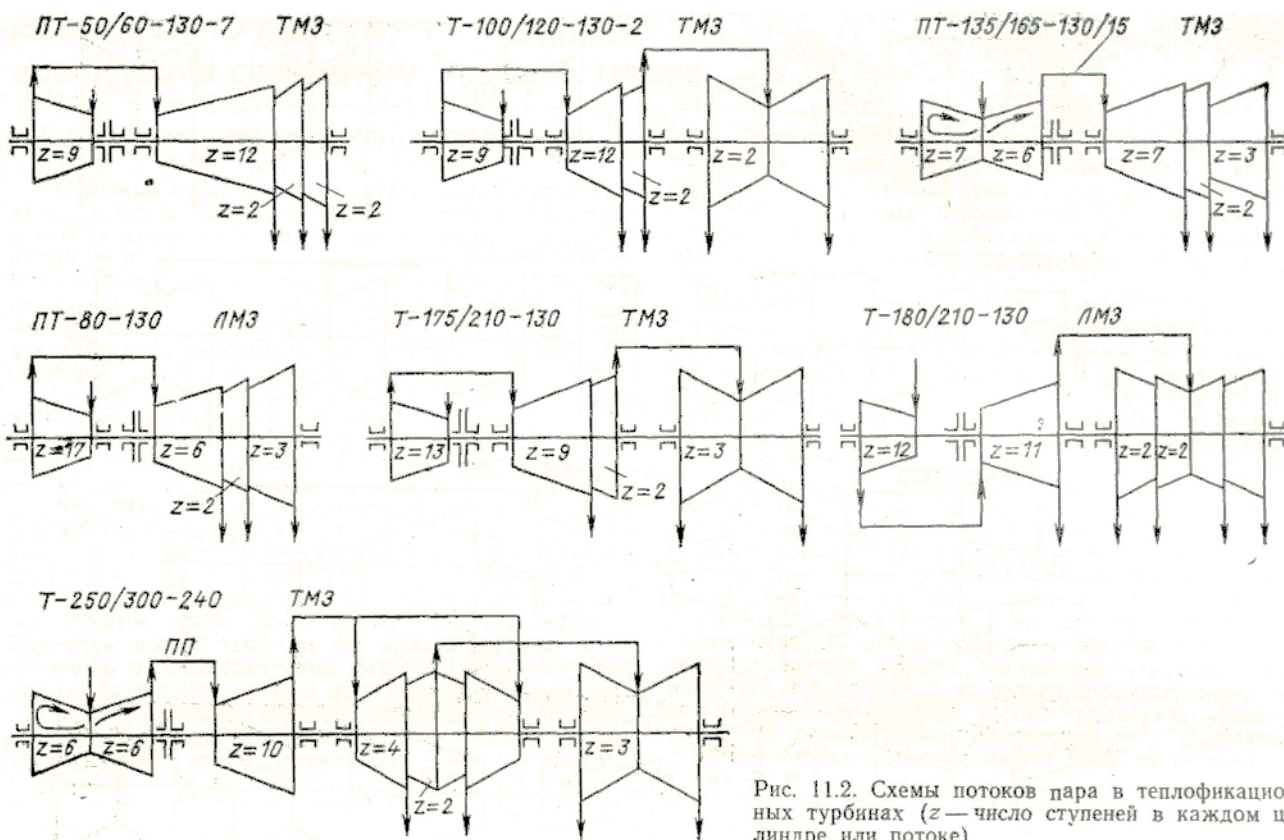


Рис. 11.2. Схемы потоков пара в теплофикационных турбинах (z — число ступеней в каждом цилиндре или потоке)

Цилиндры турбин могут выполняться однокорпусными (одностенными) и двухкорпусными. В двухкорпусных конструкциях уменьшается перепад температур и давлений на каждый из корпусов, что позволяет уменьшить толщины стенок и фланцев корпусов, увеличить скорость прогрева деталей турбины, т. е. повысить маневренные качества турбоагрегатов.

ЦНД выполняют однокорпусными, двухкорпусными, а в некоторых случаях и трехкорпусными. Применение таких достаточно сложных конструкций ЦНД определяется стремлением исключить влияние возможных деформаций наружного корпуса на зазоры в проточной части. В ряде турбин наружный корпус ЦНД является одновременно и корпусом конденсатора.

Для удобства монтажа и демонтажа турбины цилиндры выполняют с горизонтальным разъемом. Плотность горизонтального разъема обеспечивают с помощью фланцев. Для сокращения времени прогрева достаточно толстых фланцев ЦВД и ЦСД, уменьшения уровня возникающих в них напряжений, уменьшения относительного осевого расширения ротора и цилиндра применяют паровой обогрев фланцев и штилек.

Для обогрева фланцевых соединений используют «собственный пар» для однокорпусных конструкций цилиндров - из камеры регулирующей ступени или из паропровода между стопорным клапаном и цилиндром, для двухкорпусных цилиндров - из межкорпусного пространства. Длина пароподводящих трубопроводов должна быть по возможности минимальной, а схема полностью симметричной для левого и правого фланцев турбины.

На рис.11.3,а показана одна из возможных схем обогрева фланцев и шпилек, применяемых ХТЗ. К верхнему и нижнему фланцам турбины привариваются короба из листового железа. Пар из коллектора подводится в обнизку, проходит по ней между шпильками и фланцем, а затем сбрасывается в короба. Такая схема хороша тем, что обеспечивает одинаковый прогрев фланцев и шпилек. Имеется схема с отдельной подачей пара в обнизку и в короба.

В настоящее время на мощных турбинах внедряют систему обогрева фланцев без коробов, при которой греющий пар подается только в обнизку увеличенного размера (до 8—10 мм). При этом целесообразно подвод пара производить в зоне максимальных температур металла цилиндра. Отказ от коробов наружного обогрева позволяет снять ограничения на давление греющего пара, исключить из схемы предохранительные клапаны, повысить эффективность и надежность системы обогрева. Использование для обогрева того же пара, что омывает внутреннюю поверхность фланцев, обеспечивает саморегулирование их прогрева, что позволяет отказаться от установки регуливающей арматуры на подводе греющего пара, упрощает эксплуатацию и ремонт системы, автоматизацию управления обогревом.

В качестве примера на рис.11.3,б,в представлена система обогрева фланцевого соединения ЦВД турбины Т-100-130 ТМЗ. В этой системе греющий пар из камеры регулирующей ступени подводится в обнизку левого и правого фланцев корпуса ЦВД в зоне 6-й и 7-й шпилек. После прохода через систему обогрева греющий пар сбрасывается в зоне первых и последних шпилек большого диаметра (100 и 120 мм) в VI от бор турбины.

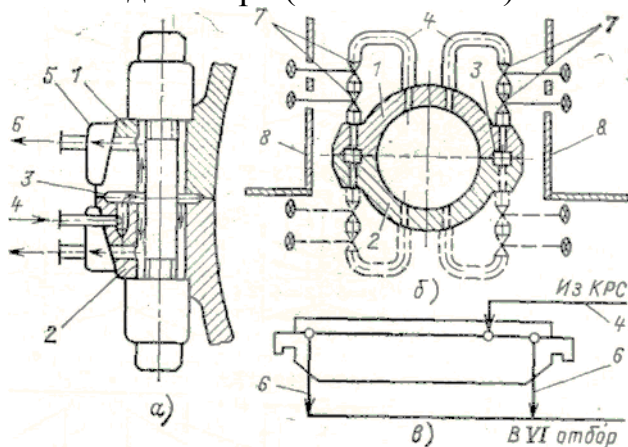


Рис. 11.3. Системы обогрева фланцевого соединения.

а - схема обогрева турбин ХТЗ, б—поперечный разрез ЦВД турбины Т-100-130 по камере регулирующей ступени (КРС), в—принципиальная схема обогрева турбины Т-100-130, 1 и 2—верхний и нижний фланцы; 3—обнизка, 4—трубопроводы подачи греющего пара, 5 — короба; 6—сбросной трубопровод; 7—запорные вентили, 8—обшивка турбины.

В ЦВД отечественных турбин обычно имеются только горизонтальные разъемы. Вертикальные разъемы отсутствуют, так как обеспечить плотность в зоне пересечения обоих этих разъемов при высоких параметрах пара довольно сложно. В одноцилиндровых турбинах ранних выпусков на пониженные параметры пара, также в ЦСД и ЦНД современных крупных турбин наряду с горизонтальными разъемами имеются и вертикальные разъемы. Использование их позволяет упростить технологию изготовления корпусов и уменьшить габариты отдельных узлов турбины для облегчения их перевозки к месту монтажа.

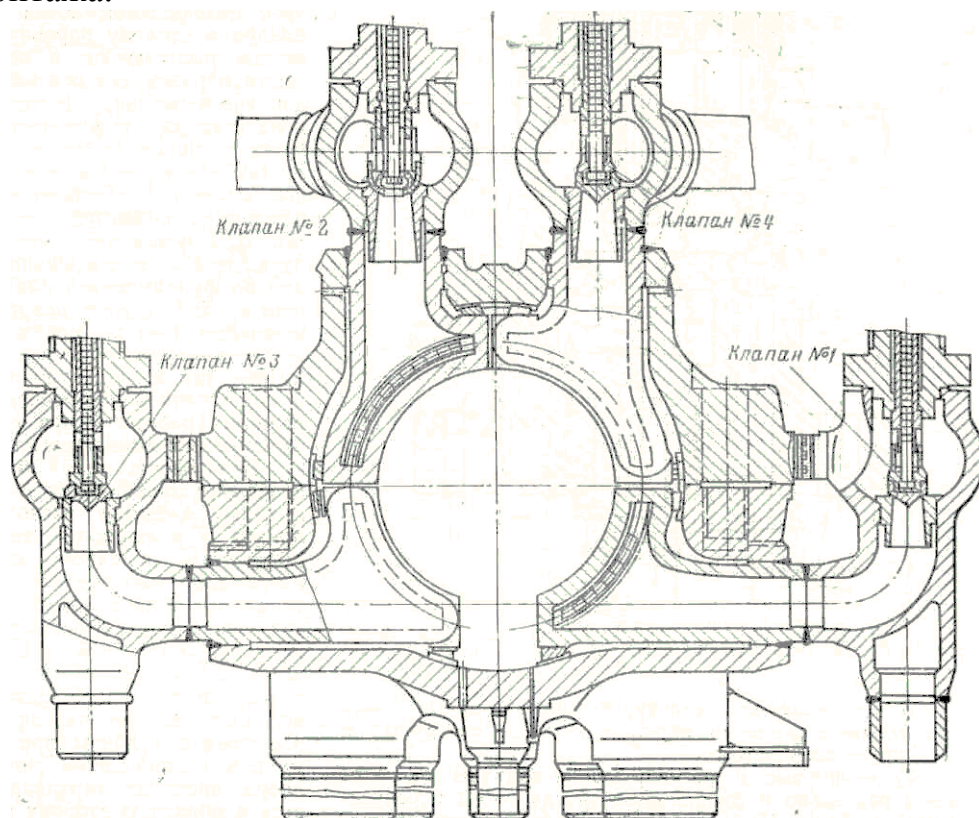


Рис. 11.4. Поперечный разрез ЦВД турбины К-200-130 ЛМЗ по регуливающим клапанам.

Корпуса высокого и среднего давления выполняют литыми из высоколегированных сталей, в отдельных случаях сварно-литыми. Корпуса и выхлопные патрубки ЦНД выполняют сварными.

Клапаны турбины на входе пара в цилиндры разделяются на стопорные и регулирующие, которые располагаются по ходу за стопорными. В турбинах сверхкритического давления регулирующие клапаны, число которых составляет от четырех до восьми на одну турбину, размещают отдельно и соединяют с ЦВД тонкостенными перепускными трубами. В турбинах докритического давления регулирующие клапаны располагают непосредственно на корпусе ЦВД или вблизи него, и они связаны с цилиндром короткими патрубками (рис. 11.4). Регулирующие клапаны ЦСД также устанавливают в непосредственной близости к цилиндру.

В паротурбостроении применяются *три схемы соединения паровых коробок стопорных и регулирующих клапанов:*

- 1) стопорные и регулирующие клапаны расположены отдельно и

соединяются между собой перепускными трубами. На каждый стопорный клапан приходится от двух до четырех регулирующих клапанов;

2) стопорные и регулирующие клапаны расположены рядом и соединяются между собой короткими патрубками в блоки клапанов, что облегчает условия равномерного прогрева всех клапанов при пусках турбоагрегата (рис. 11.5);

3) стопорные и регулирующие клапаны расположены в одном общем корпусе (рис. 11.6). Пар подводится в центральную камеру под стопорным клапаном и после него попадает в камеру над ним, общую для трех регулирующих клапанов, которые находятся в том же корпусе.

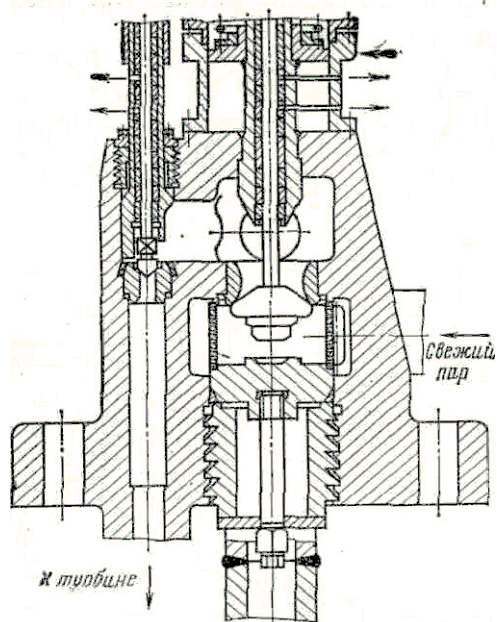
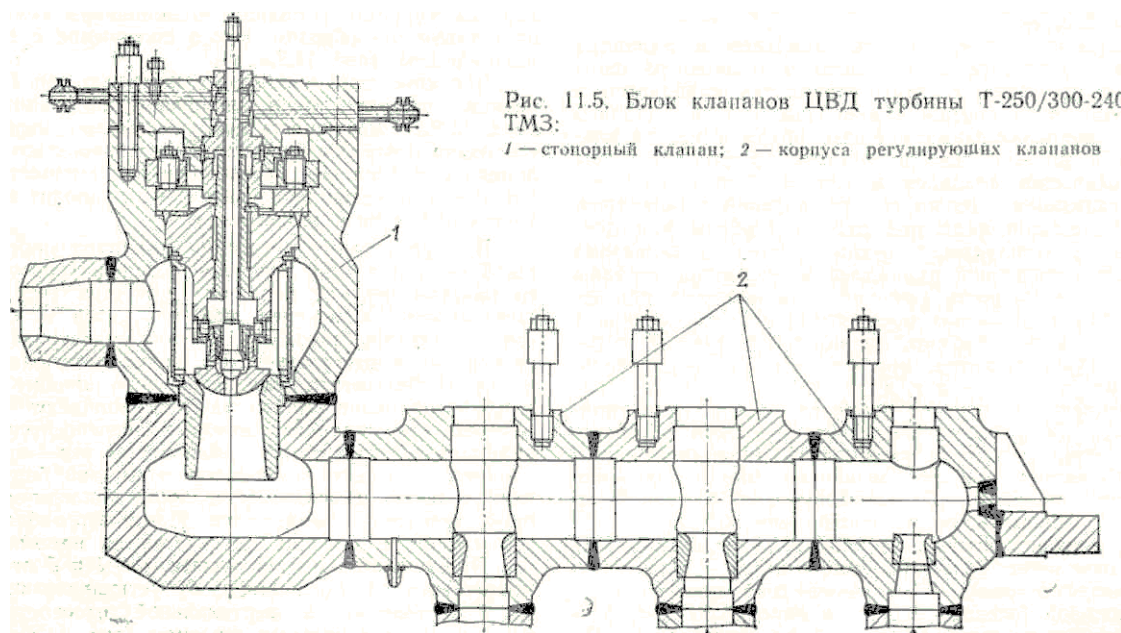


Рис. 11.6. Блок клапанов ЦВД турбины К-300-240 ХТЗ.

Раздельное расположение клапанов и цилиндра позволяет упростить конструкцию и технологию изготовления цилиндра, систему управления клапанами, а также облегчить монтаж и демонтаж турбины. Однако наличие дополнительных паровых объемов между клапанами и цилиндрами увеличивает разгон турбины после закрытия клапанов при сбросе нагрузки.

Организация тепловых расширений цилиндров. Для обеспечения надежной работы турбины при длительной ее эксплуатации очень важна организация тепловых расширений цилиндров и крепления турбины на опорах. Сложность решения этих вопросов определяется необходимостью обеспечения малых зазоров в проточной части турбины, значительной длиной современных турбоагрегатов, применением высоких начальных температур пара и т. д.

Крепление цилиндров совместно с корпусами подшипников на фундаментных рамах должно обеспечивать свободу тепловых расширений цилиндров как в осевом, так и в радиальном направлении и сохранять постоянное взаимное расположение осей расточки цилиндров турбины и корпусов подшипников.

В конденсационных турбинах (рис. 11.7,а, б) ЦНД опирается боковыми опорами на поперечную фундаментную раму. Пересечение осей поперечной 1 и продольной (осевой) 2 шпонок определяет месторасположение неподвижной *мертвой точки турбины*. От этой неподвижной точки происходит расширение цилиндра в сторону паровпускной части. *Мертвую точку* всегда располагают в зоне конденсатора, уменьшая таким образом его перемещения. Это рационально, так как вес и усилия, передаваемые на корпус турбины от конденсатора, значительны. В районе паровпускной части цилиндр двумя боковыми лапами опирается на стойку переднего подшипника (рис. 11.7,а).

Вертикальные шпонки 3 обеспечивают совпадение вертикальных плоскостей симметрии подшипников и корпуса турбины. Для исключения произвольных перемещений корпуса переднего подшипника в поперечном направлении на фундаментной плите устанавливают продольные шпонки 5. В осевом направлении цилиндр фиксируется шпонками. Они же используются для организации расширения цилиндра в поперечном направлении. Выполненное таким образом соединение корпусов турбины и подшипников обеспечивает их центровку при любых режимах работы и при сохранении свободы тепловых перемещений относительно друг друга.

В турбинах малой мощности цилиндр крепится к переднему подшипнику с помощью полуфланцев. Постоянное взаимное расположение осей расточки цилиндра и подшипника достигается с помощью двух поперечных и одной вертикальной шпонок, которые направляют расширения цилиндра в поперечном и вертикальном направлениях. При этом используется гибкая опора соединения корпуса подшипника с фундаментной рамой (рис. 11.7,б). При монтаже турбоагрегата гибкая опора отклоняется на половину размера полного теплового расширения в сторону, противоположную расширению турбины. В процессе расширения турбины при пуске и последующей работе при стационарном номинальном режиме гибкая опора проходит вертикальное положение и отклоняется в обратную сторону на такую же величину.

Корпуса опорных подшипников на стороне выхлопных патрубков изготавливают заодно с нижней половиной этих патрубков. В турбинах большой мощности в последние годы подшипники ЦНД выполняют независимо от выхлопного патрубка и устанавливают на собственных фундаментных балках. Такое изменение конструкции объясняется повышением

требований к жесткости опор валопроводов.

В турбинах с противодавлением температура цилиндра в зоне выхлопа значительно превышает температуру корпуса подшипника. Поэтому соединение корпуса турбины с задним подшипником осуществляется таким же образом, как и соединение с передним подшипником (рис. 11.7,б, г).

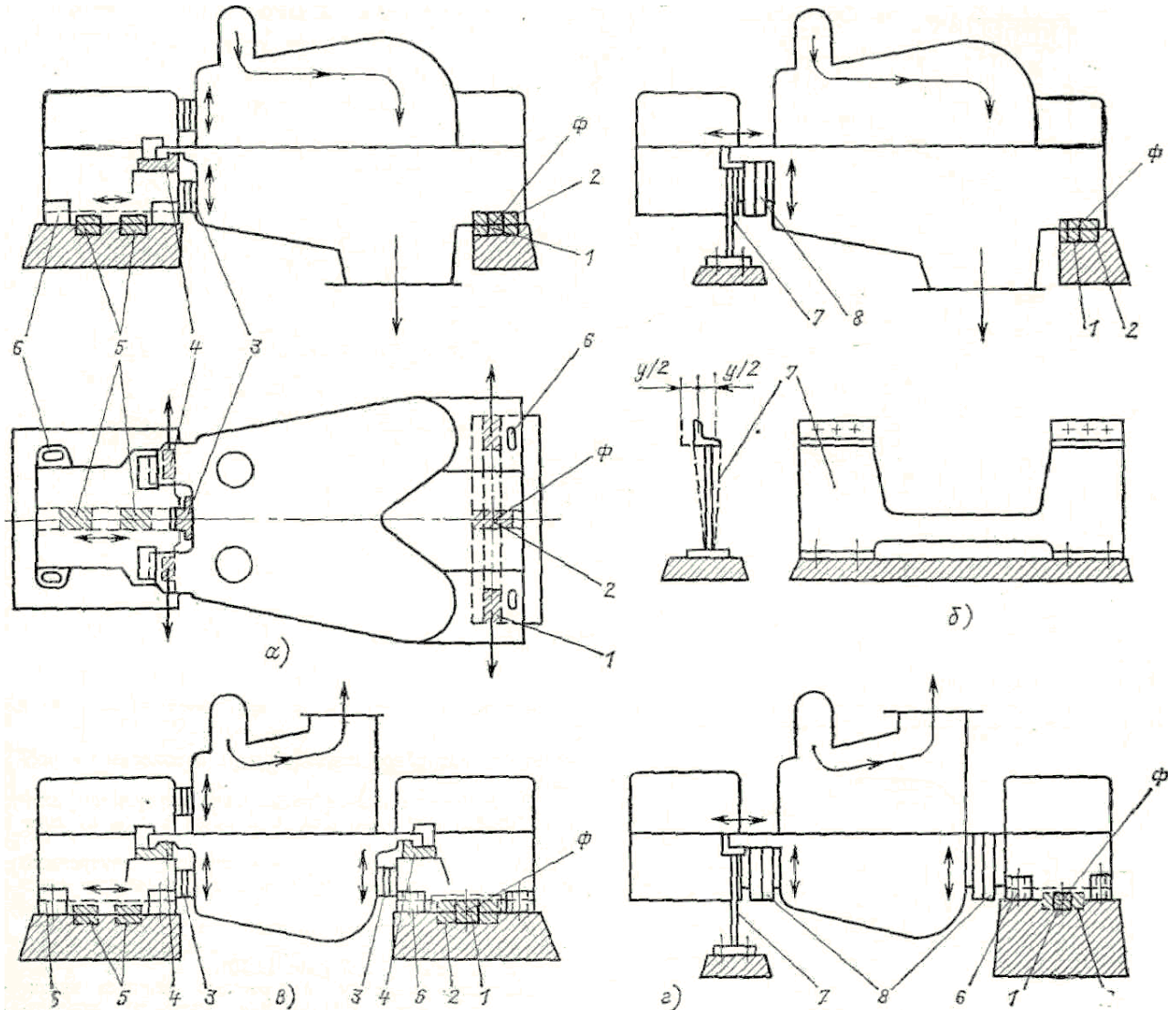


Рис .11.7 Схемы крепления корпусов паровых турбин.

а, б - конденсационные турбины, *в, г* - турбины с противодавлением *1, 4* - поперечные шпонки, *2, 5* - продольные (осевые) шпонки, *3* - вертикальные шпонки, *6* - подвижное болтовое соединение, *7*-гибкая опора, *8*-соединение полуфланцами (Φ - мертвая или фиксирующая точка).

При креплении цилиндра с помощью лап *1* и поперечных шпонок *3* к корпусам подшипников *4* (рис. 11.8,а) поверхность скольжения лап расположена несколько ниже оси турбины. Вследствие этого ось цилиндра при тепловом расширении лап смещается относительно оси подшипника вверх, что приводит к расцентровке цилиндра и подшипника.

В другой схеме крепления цилиндра опорные лапы *5* являются продолжением фланцев горизонтального разъема верхней половины цилиндра (рис 11.8,б). Поверхность скольжения лап находится в плоскости

горизонтального разъема, поэтому указанная выше расцентровка отсутствует. Во время монтажа и ремонта турбоагрегата под поперечную шпонку лапы 1 нижней половины цилиндра устанавливают технологические прокладки, на которые переносится опора цилиндра. После сборки цилиндров эти прокладки удаляют, для чего ввертывают отжимной болт 6. Передняя часть цилиндра при этом приподнимается и прокладки легко вынимаются. После этого болт 6 выворачивается и цилиндр опускается на прежнее место.

Для предотвращения отрыва лап 1 и 5 от корпуса подшипника 4 (рис.11.8,а,б) устанавливают зажимы 2 с зазорами в вертикальной плоскости 0,04—0,2 мм. В вертикальных шпонках (рис. 11.8,в) шпоночный паз сделан в цилиндре турбины, а шпонка 7 крепится болтами к корпусу подшипника. Зазоры по боковым поверхностям составляют 0,08—0,12 мм. ЦНД конденсационных турбин своими боковыми опорами опираются на фундаментные рамы 9 и закрепляются на них дистанционными болтами (рис.11.8,г, д). Свобода скольжения опор цилиндра 11 по поверхности фундаментных рам обеспечивается за счет зазоров 0,04—0,1 мм между поверхностями дистанционного болта и опоры. Для исключения возможности заклинивания продольных и поперечных шпонок 12 между соответствующими поверхностями также предусматривают зазоры боковые 0,05—0,07 мм и вертикальные 0,5—1 мм. Для предотвращения отрыва корпуса подшипника 4 от фундаментной рамы 8 устанавливают зажимы 2 с зазорами в вертикальной плоскости 0,1—0,15 мм (рис. 11.8,е).

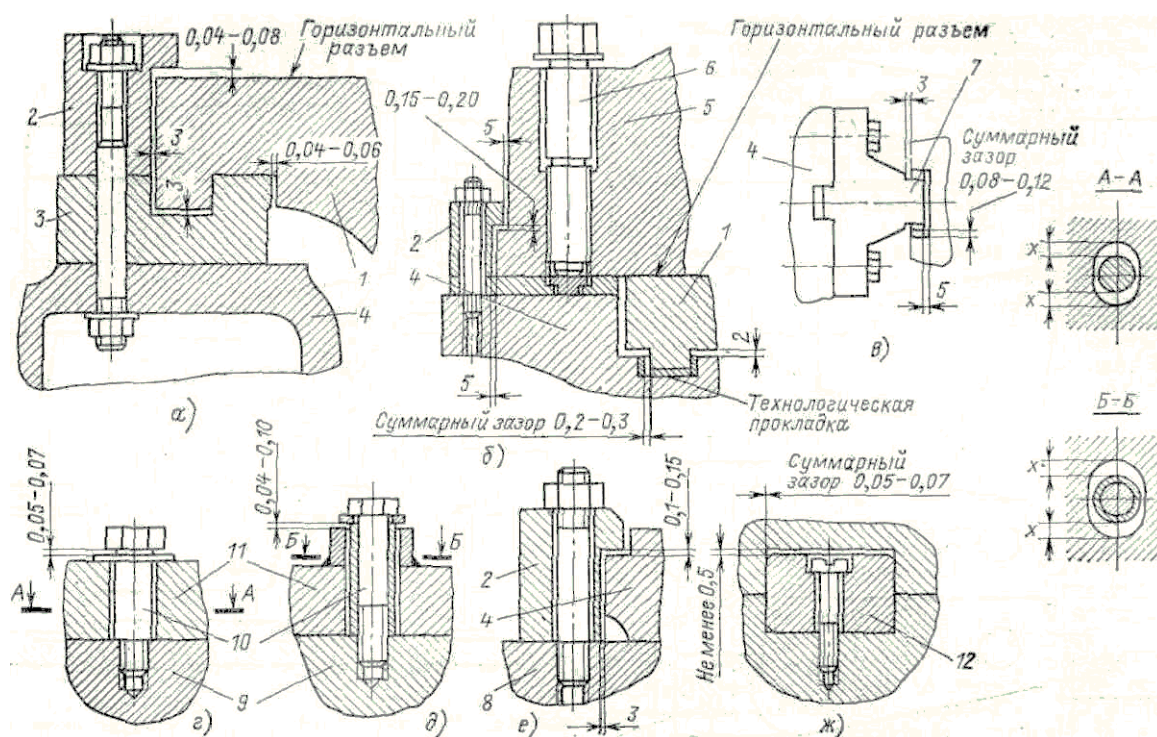


Рис. 11. 8. Детали крепления корпусов паровых турбин.

а, б- консольные лапы с поперечными шпонками, в- вертикальная шпонка, г, д- болты с дистанционными втулками и шайбами, е - угловая шпонка, ж- поперечная или осевая шпонка.

Многоцилиндровые турбины можно условно рассматривать как состоящие из турбин с противодавлением и конденсационных турбин, способы крепления

которых на фундаментных рамах описаны выше. Поэтому конструктивные решения, разработанные для крепления одноцилиндровых турбин, справедливы и для многоцилиндровых турбин. Мертвую точку в двухцилиндровых турбинах конденсационного типа и турбинах с противодавлением (рис. 11.9), имеющих однопоточные цилиндры, предусматривают под задним подшипником. В турбине с двухпоточным ЦНД она находится на оси входа пара в этот цилиндр. При этом корпус среднего подшипника выполнен заодно с корпусом ЦНД, а ЦВД крепится к нему с помощью лап.

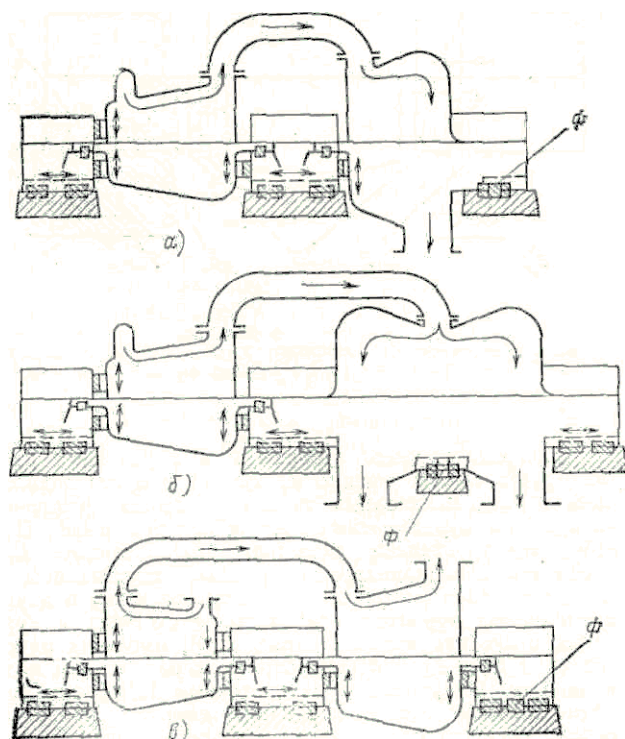


Рис. 11. 9. Схемы крепления корпусов двухцилиндровых турбин
а, б — конденсационного типа, *в*—турбин с противодавлением (Ф — мертвая или фиксирующая точка).

В двухкорпусных цилиндрах крепление внутреннего корпуса в наружном должно обеспечить:

- 1) мертвую точку на оси турбины, в плоскости связи внутреннего и наружного корпусов, проходящей через оси патрубков подвода пара к сопловым коробкам;
- 2) свободное осевое расширение внутреннего корпуса относительно наружного в обе стороны от сечения паровпуска;
- 3) свободное радиальное расширение внутреннего корпуса относительно наружного с сохранением соосности корпусов.

Для этого нижнюю половину внутреннего корпуса устанавливают в нижнюю половину наружного корпуса на лапах 1 и 3 (рис 11.10).

Верхнюю половину внутреннего корпуса крепят болтами к нижней, обеспечивая плотность горизонтального разъема. В лапах устанавливают призонные болты 5 для точной центровки одной половины корпуса относительно другой. Верхний зазор 0,1—0,15 мм позволяет свободно

расширяться лапам в пазах наружного корпуса.

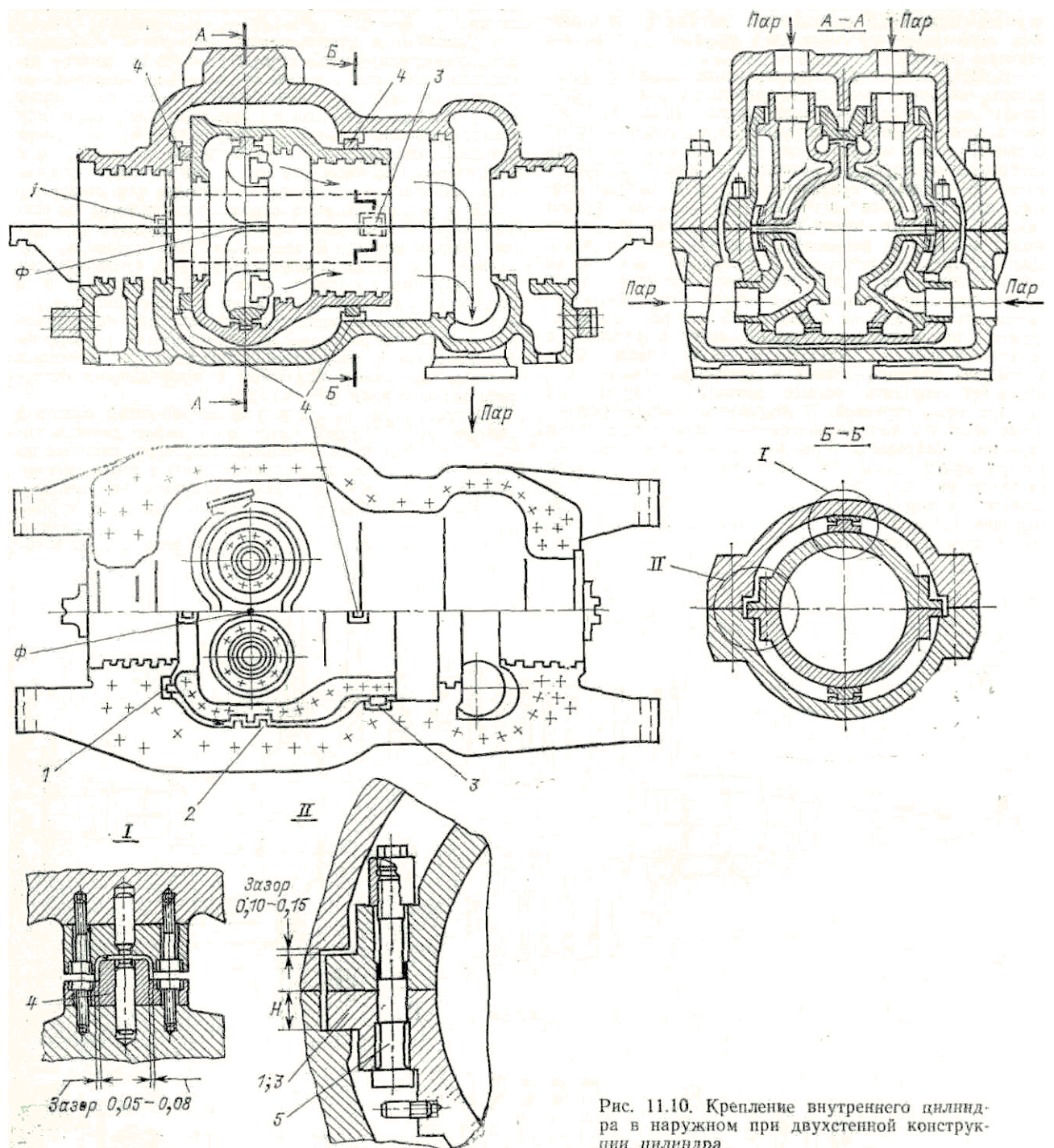


Рис. 11.10. Крепление внутреннего цилиндра в наружном при двухстенной конструкции цилиндра

Неподвижность плоскости, перпендикулярной оси турбины и проходящей по оси паровпуска, обеспечивается с помощью шпоночного соединения 2, которое фиксирует внутренний корпус относительно наружного в осевом направлении, но не препятствует его расширению в радиальном направлении. Вертикальные и продольные шпонки 4, установленные в вертикальной плоскости, проходящей через ось турбины, фиксируют внутренний корпус относительно наружного и обеспечивают их расширение в продольном и радиальном направлениях. Пересечение плоскостей, проходящих через шпоночные соединения 1-4, определяет месторасположение мертвой точки Φ внутреннего

корпуса.

Роторы. Роторы турбины бывают дисковой и барабанной конструкции (рис.11.11). Дисковая конструкция характерна для турбин активного типа, а барабанная — для турбин реактивного типа.

Конструктивно ротор может быть выполнен с насадными дисками (рис.11.11,а), цельнокованым (рис. 11.11,б), сварным (рис. 11.11,г), сварнокованым, а также комбинированным. Последние представляют собой комбинацию частей ротора — цельнокованой и имеющей насадные диски (рис. 11.11,б).

Роторы с насадными дисками отличаются простотой технологии изготовления, но работать они могут только при умеренных температурах пара, так как при высоких температурах пара вследствие релаксаций напряжений может происходить ослабление посадки диска на вал.

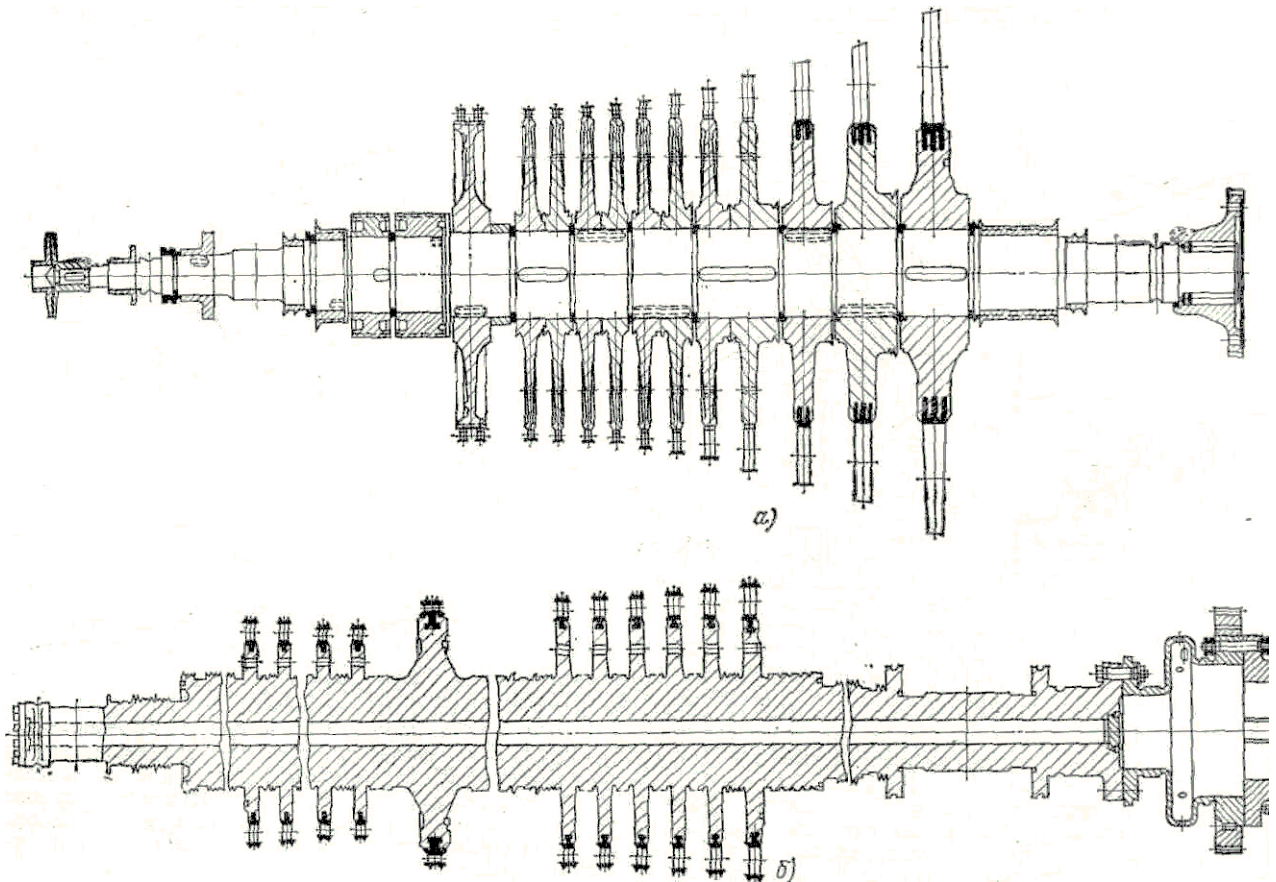


Рис. 11.11. Различные конструкции роторов:

а - дисковая с насадными дисками; *б*- дисковая цельнокованого ротора.

В цельнокованных роторах диски с валом вытачивают из одной поковки, поэтому исключается ослабление посадки дисков в процессе эксплуатации турбины. Диаметры цельнокованных роторов ограничены, что объясняется сложностью изготовления поволок больших размеров с высоким качеством. Обработка цельнокованных роторов более сложна и занимает много времени.

Роторы комбинированного типа применяют в турбинах, в которых в одном цилиндре температура пара изменяется в большом интервале.

Барабанные роторы - роторы среднего давлений и роторы для ЦВД

тихоходных турбин в ряде случаев выполняют сварными, что позволяет уменьшить размеры поковок.

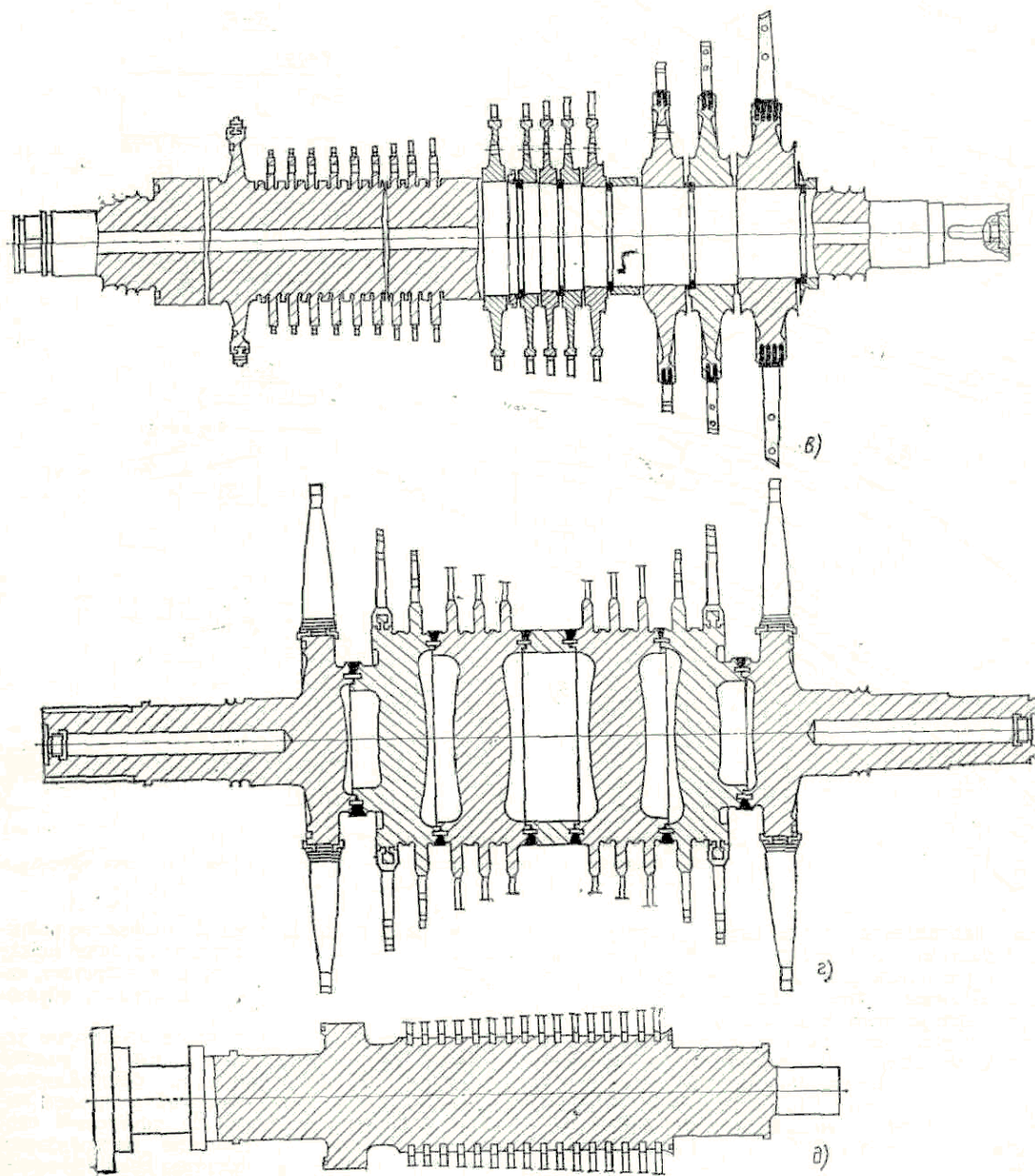


Рис. 11.11. Различные конструкции роторов:

б- дисковая комбинированного типа; г— сварной ротор; д – барабанный ротор.

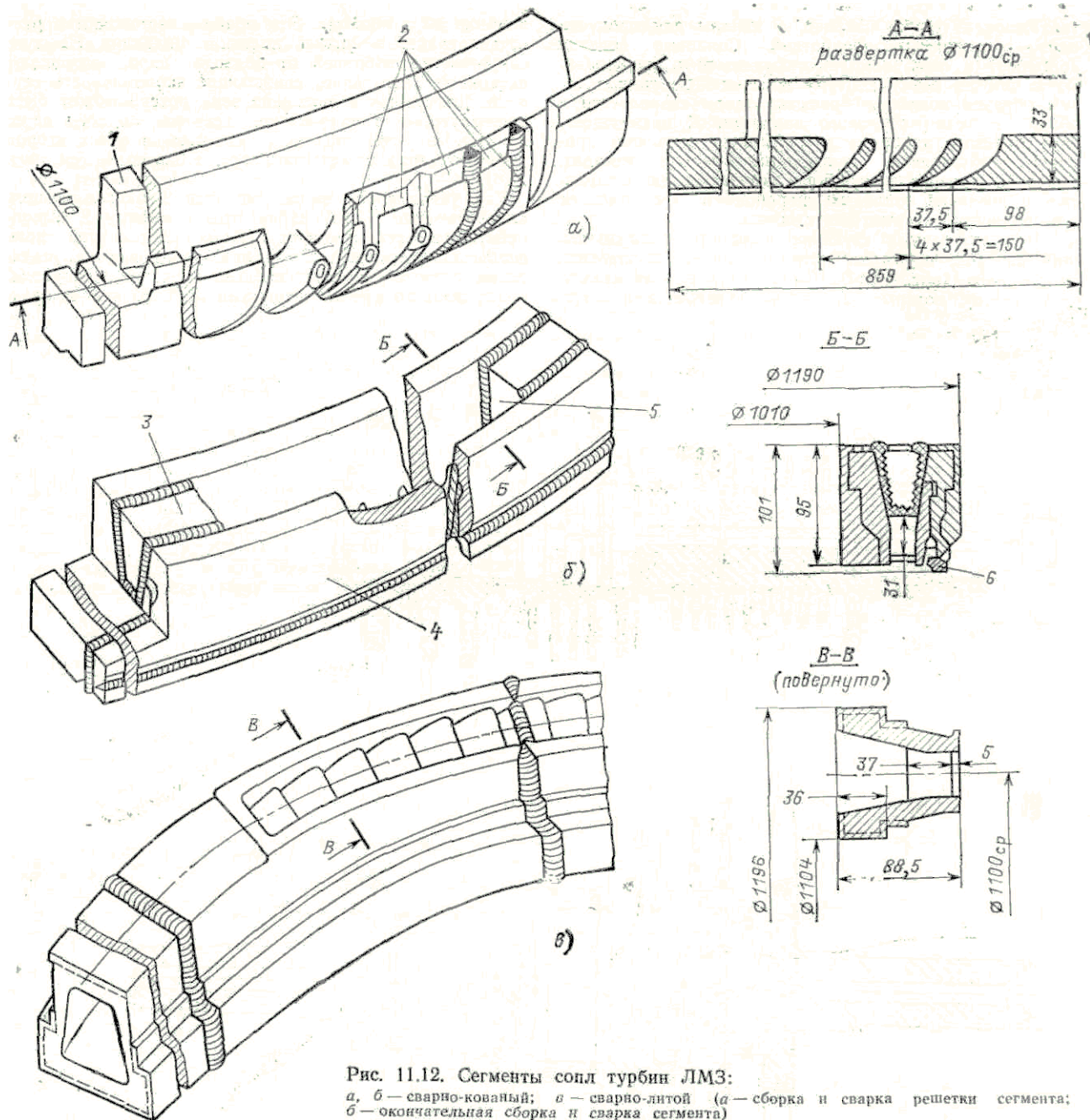
В ЦНД широкое распространение нашли *сварные роторы*, которые состоят из нескольких дисков, сваренных по периферийной окружности (рис. 11.11, г). Части ротора такой конструкции представляют собой поковки умеренных размеров, что позволяет получить равномерную структуру металла по объему детали и улучшить тепловую стабильность ротора. Сварной ротор, применяющийся в ЦНД современных турбин крупной мощности, имеет ряд преимуществ по сравнению с ротором, снабженным насадными дисками. Диски ротора сварного типа выполняют по форме приближающимися к дискам равного сопротивления, не имеющим центральные отверстия. Это позволяет уменьшить напряжения в них почти в 2 раза по сравнению с напряжениями,

возникающими в роторах с насадными дисками. Вследствие этого может быть уменьшена толщина дисков в центральной части, что позволяет сократить осевые размеры роторов при том же числе ступеней. В результате сварные роторы более жесткие, чем цельнокованные или с насадными дисками. Сварные роторы имеют меньший вес, чем роторы других типов, поэтому они создают меньшую нагрузку на опорные подшипники. Для изготовления сварных роторов используют поковки значительно меньших размеров, чем для изготовления цельнокованных роторов, поэтому существенно упрощаются технология их производства и контроль качества изготовления.

Сопловые и направляющие аппараты. *Сопловой аппарат регулирующей ступени турбины* имеет несколько сегментов сопл, к которым пар подается от разных регулирующих клапанов. Сегменты сопл могут прикрепляться к вставным сопловым коробкам или непосредственно к корпусу турбины. В последнем случае сопловые коробки выполняются совместно с цилиндром. Сопловые аппараты могут изготавливаться с наборными лопатками, сварными или литыми.

В турбинах высоких параметров сопловые сегменты изготавливают сварно-кованными (фрезерованными) или сварно-литыми. В сварно-кованом сопловом аппарате (рис. 11.12) имеются тело 1 с фрезерованными сопловыми лопатками, вставки 2, заглушки 3 и 5, обод 4 и уплотнительное кольцо 6. Перечисленные детали соединяются между собой сваркой. Расположение сварных швов видно на рисунке. Для повышения технологичности конструкции вставки 2 заменяют цельным ленточным бандажом с профильными отверстиями под сварку (рис.11.12,а).

В ряде турбин используют сварно-литой сопловой аппарат (рис. 11.12,е). Сопловой аппарат данного типа изготавливают из отдельных заготовок, отлитых по методу выплавляемых моделей. Литые части сегмента сопл сваривают по стыку с разрезом по лопатке.



На рис. 11.13.б показан сопловой аппарат турбин ХТЗ, выполняемый сварным с узкими профилями сопловых лопаток. В этом аппарате тело и обод изготавливают из одной поковки, а каналы для пропуска пара — механической обработкой. Сопловые лопатки вставляют в пазы ленточных бандажей и приваривают к ним по всему контуру лопаток. Собранный таким образом сопловой аппарат затем сваривается с ободом и телом соплового аппарата. К преимуществам соплового аппарата данного типа относятся простота изготовления, пониженный расход металла. Сопловой аппарат в турбинах этого завода вставляется в проточки сопловых коробок и прижимается к поверхности расточки винтами.

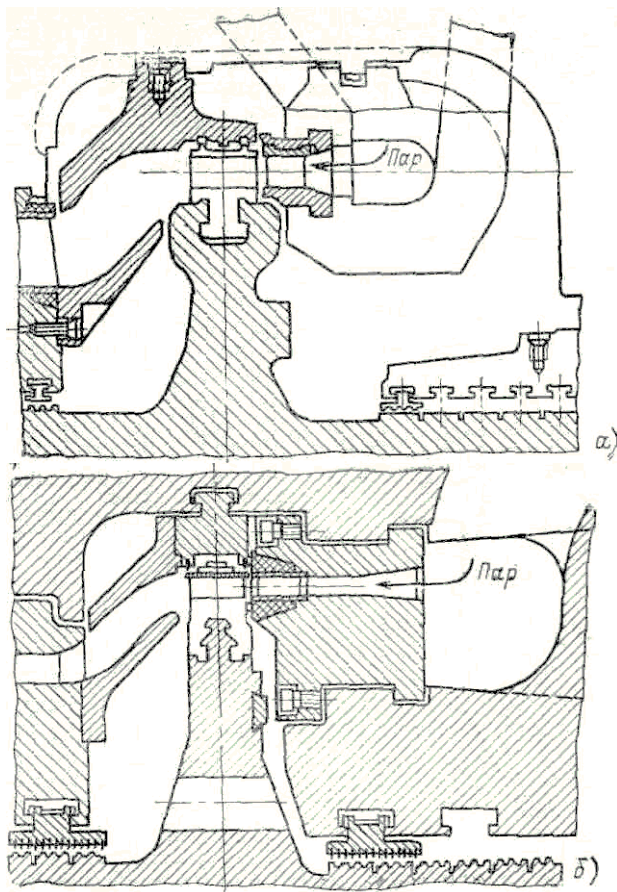


Рис.11.13. Регулирующие ступени паровых турбин ЛМЗ (а) и ХТЗ (б).

В двухвенечных ступенях применяют направляющий аппарат, служащий для изменения направления потока пара (рис. 11.14). Он состоит из направляющих лопаток, которые закреплены хвостовиками в одной или двух обоймах. Эти обоймы вставляют в расточки верхней и нижней половин цилиндра. На дуге окружности, свободной от подвода пара, возникают потери от вентиляции, снижающие экономичность ступени. Значительное снижение этих потерь может быть достигнуто, если на участке, где нет подвода пара, лопатки закрыть защитным кожухом с обеих сторон рабочего венца с малыми осевыми зазорами.

Как указывалось выше, лопатки 1 направляющего аппарата (рис. 11.14) набираются в обойму 2, выполненную из двух половин. Обойма 2 для этой цели снабжена пазом под Т-образный хвостовик направляющих лопаток. У горизонтального разъема направляющие лопатки крепят штифтами 5. Козырьки 4, предназначенные для направления потока пара, прикрепляют к обойме 2 болтами. Каждая половина обоймы подвешивается у горизонтального разъема на приваренных лапках 6. Поперек этих лапок установлены планки 7, которые прикреплены к цилиндру винтами. В вертикальной плоскости каждая половина обоймы фиксируется с помощью шпонки 3, приваренной к соответствующей половине цилиндра. В регулирующей ступени, представленной на рис.11.14, сопловой аппарат сварно-кованый. Рабочие лопатки регулирующей ступени фрезерованы заодно с бандажами и для увеличения жесткости сварены в

пакеты по две лопатки как по бандажу, так и по корню хвостовика.

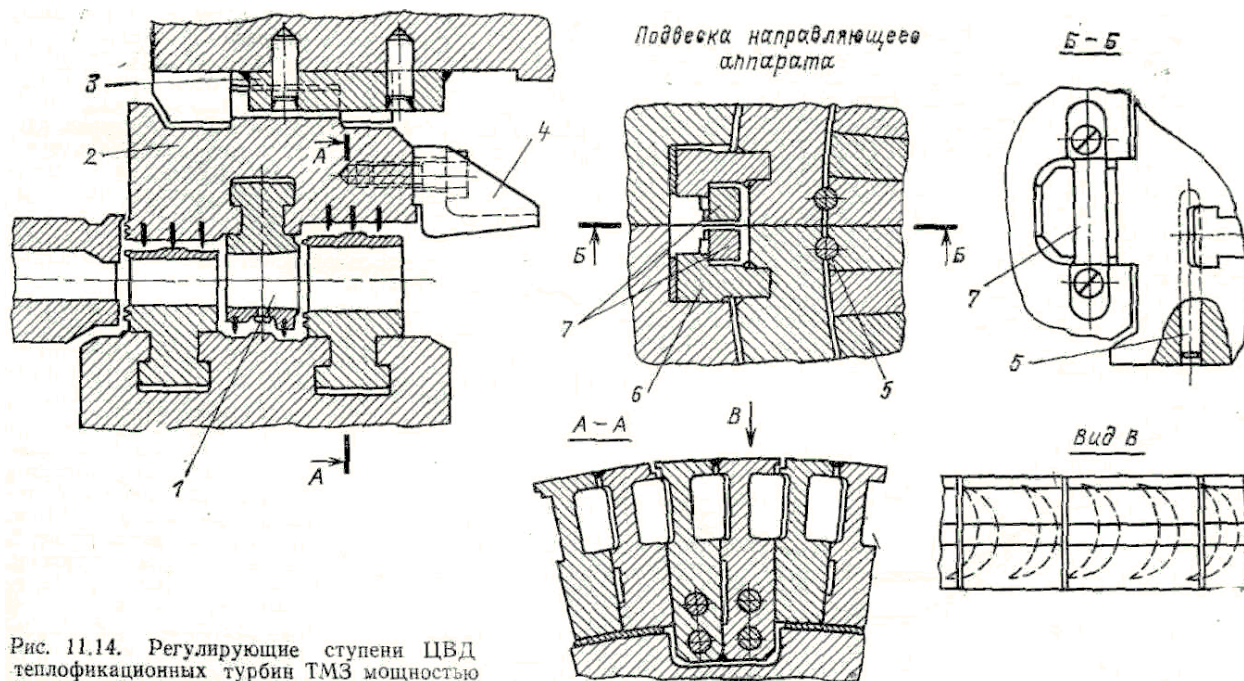


Рис. 11.14. Регулирующие ступени ЦВД теплофикационных турбин ТМЗ мощностью 40—100 МВт

Диафрагмы. Диафрагмы служат для разделения внутренней полости цилиндра на участки с различными параметрами пара. В диафрагме размещены неподвижные сопловые лопатки, проходя между которыми поток пара ускоряется и приобретает необходимое направление для входа в каналы, образованные рабочими лопатками.

Диафрагмы состоят из двух половин, которые устанавливаются в верхней и нижней половинах цилиндра (так называемая безбойменная конструкция цилиндров) или в верхней и нижней половинах промежуточной обоймы. На внутренней расточке диафрагмы размещены сегменты лабиринтовых уплотнений для уменьшения протечек пара из одной ступени в другую вдоль ротора.

При изготовлении диафрагм необходимо обеспечить правильность формы сечений каналов на ее горизонтальном разрезе. Если в каждую половину диафрагмы устанавливать по разрезу целые лопатки, то при дальнейшей обработке выступающие концы лопаток необходимо срезать. В этом случае возможно смещение одной части лопатки в горизонтальном разрезе относительно другой, расположенной в другой половине диафрагмы (рис.11.15,а). Нарушение правильной формы канала вызывает дополнительные потери энергии, в ряде случаев может приводить к появлению вибрации рабочих лопаток. Для устранения этих недостатков применяют диафрагмы с косым горизонтальным разрезом (рис.11.15,б) или конструкцию, в которой выходная кромка лопатки, попадающая в плоскость горизонтального разреза, выполняется нависающей (рис.11.15,е).

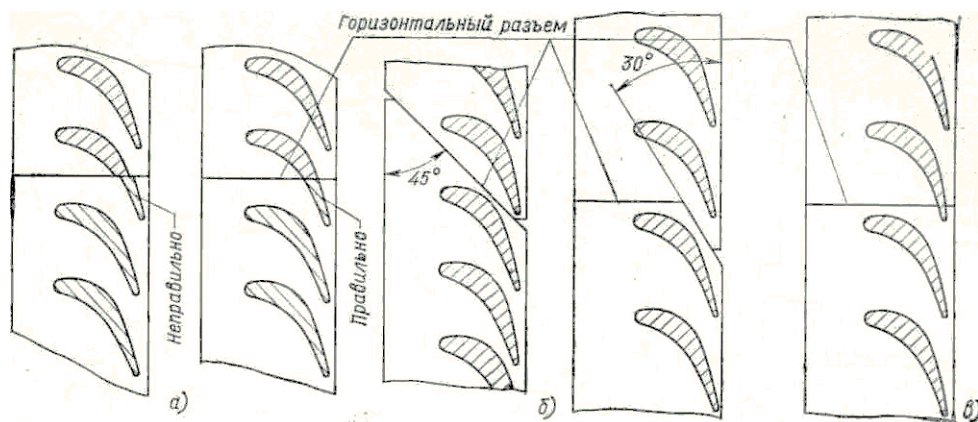


Рис.11.15. Способы выполнения горизонтального разреза диафрагм:

a - с прямым горизонтальным разрезом; *б*- с косым горизонтальным разрезом; *в*- с нависающей лопаткой.

Диафрагмы выполняют стальными или чугунными. Стальные диафрагмы устанавливают в зонах высоких температур пара, а чугунные - в зонах средних и низких температур.

В последних ступенях конденсационных турбин большое распространение находят полые сопловые лопатки для обеспечения сепарации влаги (рис.11.16). На входных кромках этих лопаток в периферийной зоне выполняют специальные щели, а в теле и ободе диафрагмы — каналы, камеры и отверстия для сбора и отвода в конденсатор крупнодисперсной влаги, вызывающей при прохождении через ступень значительный эрозионный износ рабочих лопаток.

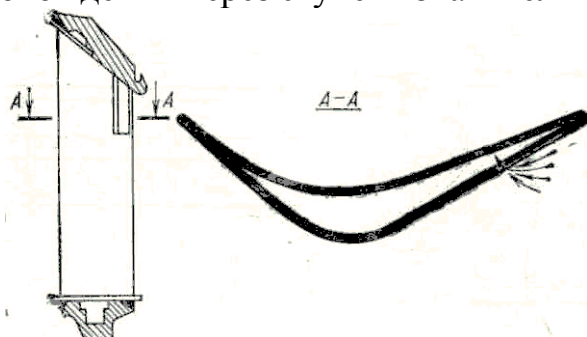


Рис.11.16. Диафрагма с внутриканальной сепарацией.

Поворотные диафрагмы. В паровых турбинах с регулируемыми отборами пара применяют поворотные диафрагмы, выполняющие две функции: разделение внутренней полости цилиндра на отсеки с различными параметрами пара и регулирование пропуска пара в последующие отсеки турбины. Применение поворотных диафрагм, заменяющих собой регулирующие клапаны, упрощает конструирование цилиндров и позволяет выполнить одноцилиндровыми турбины с одним и двумя регулируемыми отборами пара. Поворотная диафрагма теплофикационной турбины Т-100-130 ТМЗ (рис. 11.17) играет роль дроссельного клапана. Она выполнена из литой чугунной диафрагмы 1, состоящей из двух половин, соединенных болтами по горизонтальному разрезу. Перед диафрагмой со стороны входа пара расположено поворотное стальное кольцо 2, также выполненное из двух сболченных половин. Четыре планки 3 ограничивают перемещение

поворотного кольца в осевом направлении. Полный ход кольца между закрытым и открытым положениями диафрагмы соответствует углу поворота на $3^{\circ}26'26''$. Поворот кольца производится сервомотором, расположенным вне цилиндра, через рычажную передачу, соединенную с серьгой 4.

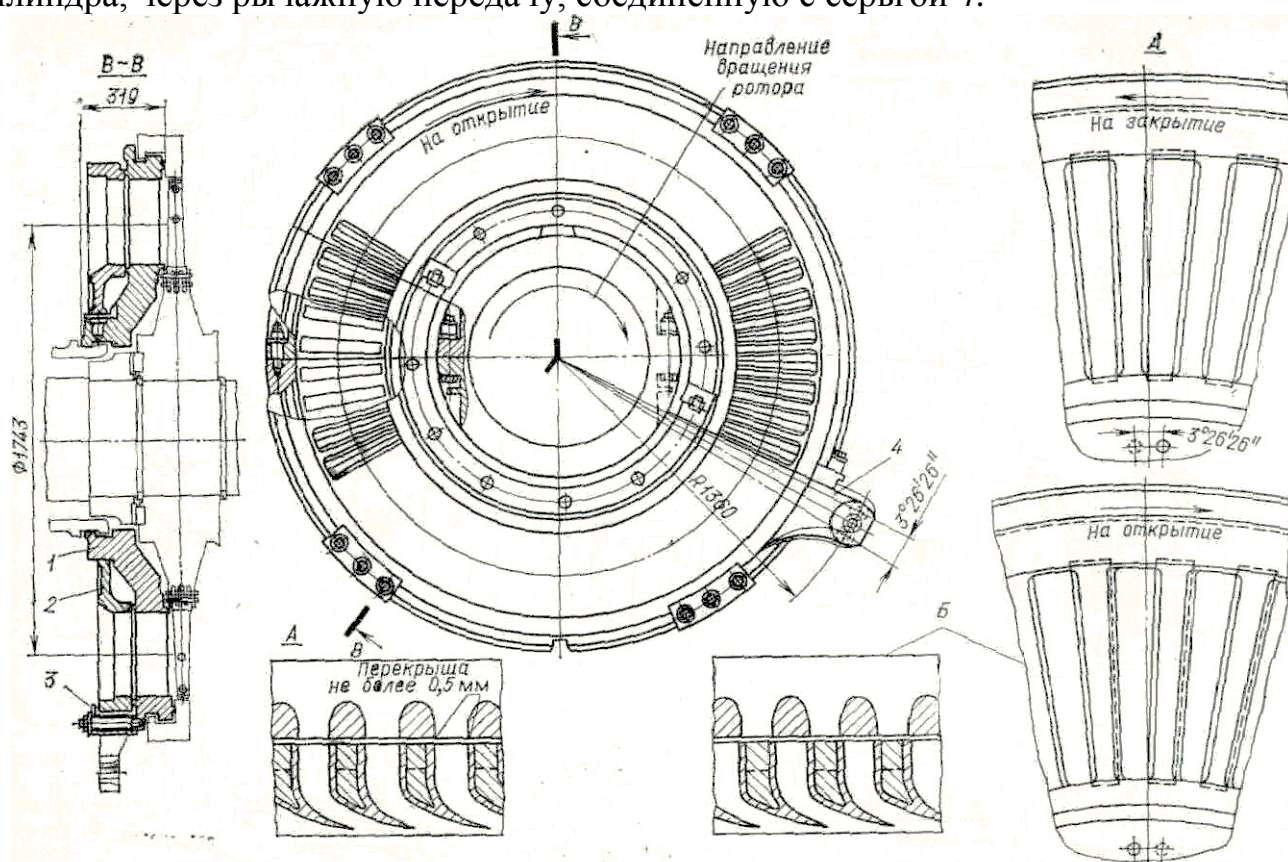


Рис.11.17. Поворотная диафрагма ЦНД турбины Т-100-130 ТМЗ:

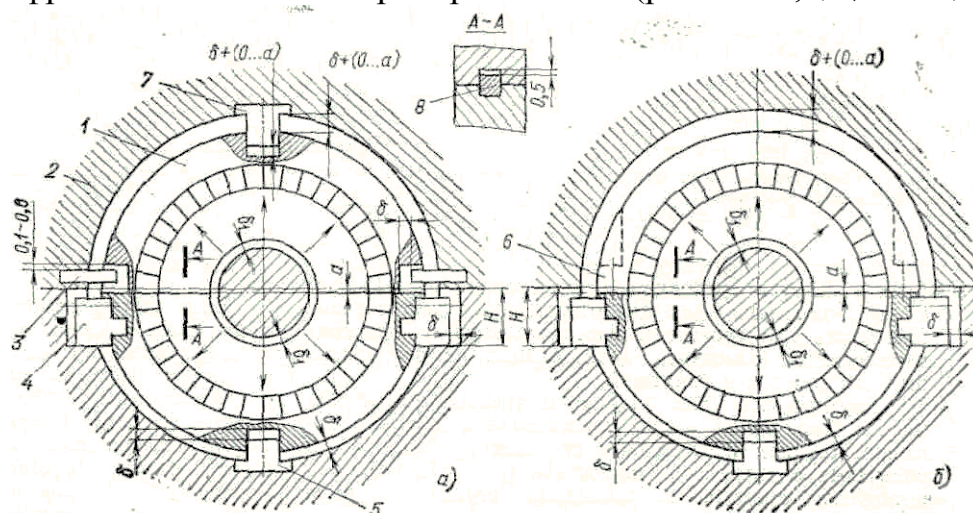
А -положение поворотного кольца при полном открытии сопел; Б- положение поворотного кольца при полном закрытии сопел; 1-литая чугунная диафрагма, 2- поворотное стальное кольцо; 3- планки, ограничивающие перемещение поворотного кольца в осевом направлении; 4- серьга.

Установка диафрагм в обоймах или цилиндре. В современных турбинах диафрагмы устанавливают непосредственно во внутренние расточки цилиндров или обойм. В одну обойму располагают диафрагмы нескольких ступеней, у которых суммарный теплоперепад и соответственно изменения температур и давлений небольшие. Применение обойм позволяет упростить конфигурацию корпуса, приблизить его форму к цилиндрической, унифицировать корпуса или их части и диафрагмы паровых турбин различных мощностей и типов с одинаковыми параметрами пара на входе в цилиндры. В конструкции с обоймами уменьшается влияние деформации цилиндра на распределение зазоров в проточной части, повышается способность турбины к быстрому выравниванию температур при нестационарных режимах работы.

При установке диафрагм в обоймах или непосредственно в цилиндрах должны быть обеспечены плотность и прочность их закрепления для предотвращения пропаривания как по горизонтальному разьему диафрагм, так и по ободу в месте установки диафрагмы в расточку цилиндра или обоймы. Концентричность осей расточки диафрагм и ротора обеспечивается

расположением их по линии вала с учетом естественного прогиба, прогиба цилиндра, подъема ротора из-за всплывания шеек вала на масляной пленке в подшипниках, тепловых деформаций и расширений цилиндра и ротора.

Для установки диафрагм в цилиндрах и обоймах применяют схемы (рис.11.18). Между наружной цилиндрической поверхностью диафрагмы и расточкой цилиндра или обоймы предусмотрен тепловой радиальный зазор δ , составляющий обычно 2—3 мм. Нижняя половина диафрагмы подвешена на шпонках 4, верхняя половина — на шпонках 3, которые прикреплены к диафрагме винтами или приварены к ней (рис.11.18,а,б, 11.19,ж,з).



227

Рис. 11.18. Крепление диафрагм в цилиндре или обоймах с помощью шпонок:

а — подвеска верхней половины диафрагмы в верхней части корпуса, *б* — болтовое соединение половин диафрагм, 1 — диафрагма, 2 — цилиндр или обойма; 3 — шпонки для подвески верхних половин диафрагм; 4 — шпонки для подвески нижних половин диафрагм; 5, 7 — шпонки для центровки диафрагмы в вертикальной плоскости; 6 — болтовое соединение двух половин диафрагм, 8 — шпонка по горизонтальному разрезу диафрагмы.

По расстоянию *H* между горизонтальным разрезом и опорными поверхностями, а также разности температур отдельных деталей определяют расцентровку диафрагм в вертикальной плоскости при нестационарных режимах работы, которая оказывает влияние на изменение радиальных зазоров δ в диафрагменных уплотнениях. Для центровки диафрагмы в вертикальной плоскости служат шпонки 5 и 7, прикрепляемые к цилиндру или обойме. Изложенный способ установки диафрагм в цилиндре или обоймах обеспечивает равномерное расширение диафрагм во всех направлениях с сохранением плотности горизонтального разреза и concentricности расточек диафрагм с расточками цилиндра. При монтаже турбоагрегата необходимо также учитывать статический прогиб ротора *a* путем смещения диафрагмы в вертикальной плоскости или увеличения зазора δ на величину *a*.

В ряде конструкций для центровки половин диафрагм в осевом направлении применяется штифт, призматическая или цилиндрическая шпонка, расположенная на разрезе половин диафрагмы (рис.11.19,г, д, и).

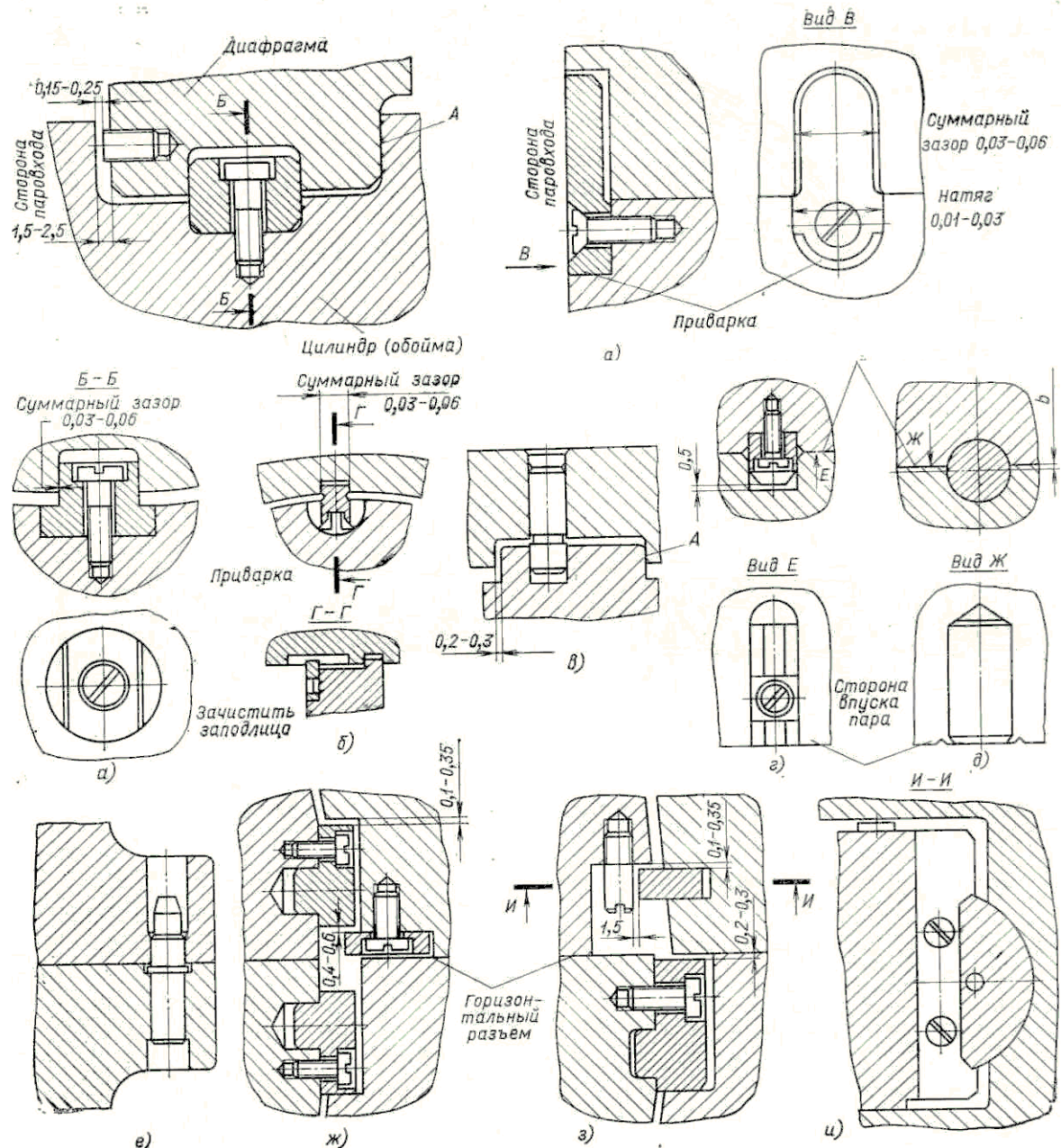


Рис. 11.19. Детали крепления диафрагмы в цилиндре или обойме:

а - штифты (винты) для центровки диафрагм в осевом направлении; *а, в* - шпонки и штифты для центровки диафрагм в вертикальной плоскости; *г, д, е, и* - призматические круглые шпонки, заменяющие верхние шпонки или штифты; *а, б, в, ж, з* — детали крепления верхних и нижних половин диафрагм вблизи горизонтального разъема.

В последних ступенях конденсационных турбин используют другой способ установки диафрагм, при котором верхняя половина центруется по нижней с помощью точных болтов, шпонок или штифтов (рис.1.19,*е*), а затем крепится к ней с помощью дополнительных болтов. Торцевая поверхность *А* (рис.11.19,*а, б, в*) расточки обоймы или цилиндра является одновременно опорной и уплотняющей для диафрагмы, которая под действием разности давлений по обе ее стороны прижимается к торцевой поверхности *А*. Между торцевой поверхностью расточки и ободом диафрагмы предусматривают зазор 1,5-2,5 мм. В обод диафрагмы устанавливают винты или штифты по окружности (3-4 шт.), а затем подгонкой высоты этих винтов или штифтов

обеспечивают зазор примерно 0,15—0,25 мм между торцевой поверхностью А и торцевой поверхностью винтов или штифтов. Так обеспечивается тепловое расширение диафрагмы.

Рабочие лопатки. Лопатки небольшой высоты имеют постоянный профиль по высоте. Хвостовой частью лопатки крепят в пазу обода диска. В верхней части лопатки имеют шипы, на которые надевают бандаж, после чего шипы расклепывают.

Крепления рабочих лопаток в дисках бывают одноопорные и многоопорные (рис. 11.20). С ростом высоты рабочих лопаток и увеличением их массы возрастает количество опор хвостовиков лопаток.

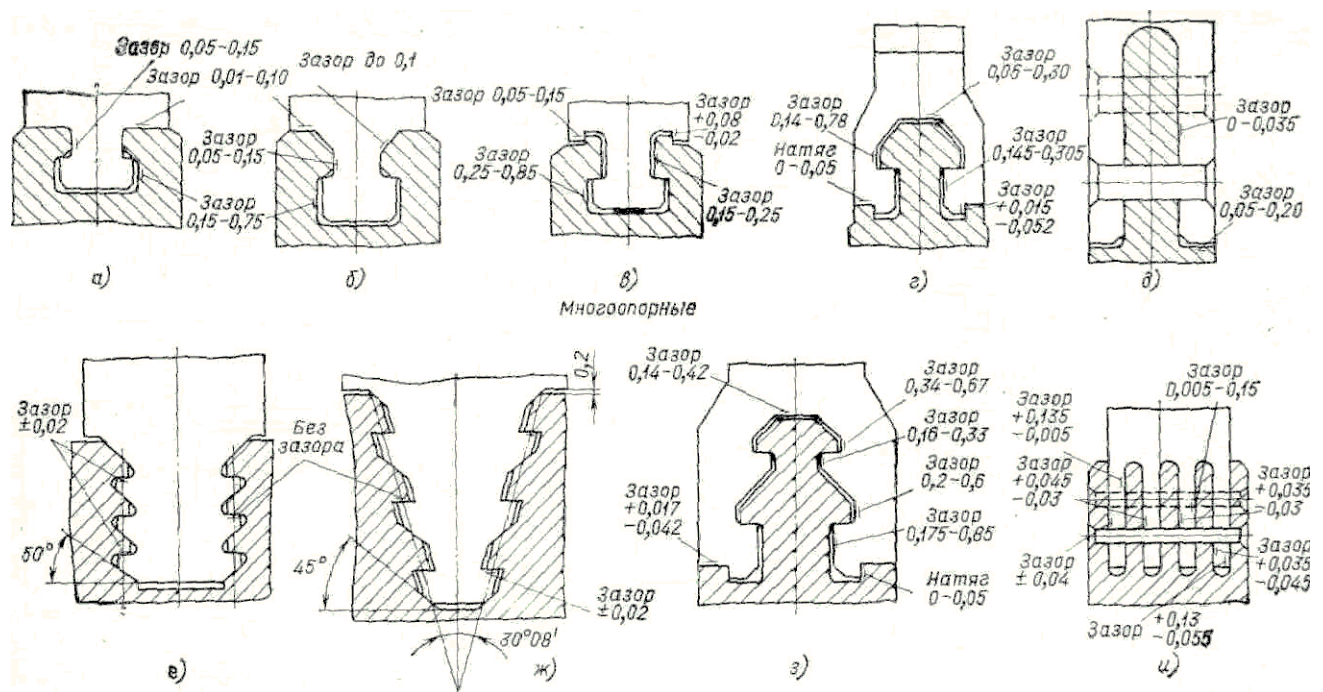


Рис.11.20. Основные типы лопаточных хвостовиков.

а, б, в - одноопорные Т-образные хвостовики, *г*- грибовидный хвостовик; *д, и*- вильчатые с «верховой посадкой»; *е, ж* - елочные хвостовики; *з*- двухопорный грибовидный хвостовик.

Для рабочих лопаток небольшой длины широко применяются одноопорные Т-образные хвостовики (рис.11.20,*а, б*). Для обеспечения плотности посадки под хвостовик подкладывают стальную пластину или пластинчатую пружину (рис.11.20,*в*). Т-образный (рис. 11.20,*б*) и грибовидный хвостовики (рис. 11.20,*г*) имеют заплечики для предотвращения расхождения щек диска или соответственно хвостовика от действия изгибающих моментов, возникающих от центробежных сил лопаток и бандажей.

Двухопорные (рис.11.20,*з*) и трехопорные грибовидные хвостовики нашли применение в рабочих лопатках средних и последних ступеней турбин ХТЗ, а вильчатые с «верховой посадкой» (рис. 1.20,*д, и*) - в лопатках средних и последних ступеней турбин ЛМЗ. К ободу диска рабочие лопатки крепят заклепками, расположенными на стыке двух лопаток.

Для набора рабочих лопаток с внутренней посадкой в диск и пазом по окружности (рис.11.20,*а, б, в, е, ж*) используют один или два диаметрально распо-

ложенных замковых паза. Каждую рабочую лопатку вставляют в диск через замковый паз, а затем продвигают по пазу обода диска. После набора всех лопаток устанавливают одну или две замковые лопатки с натягом, обеспечивающим плотное прилегание рабочих лопаток друг к другу. От выпадения замковую лопатку крепят двумя заклепками. Для установки рабочих лопаток с грибовидным хвостовиком в местах их заводки на диск срезают выступы грибовидных хвостов диска. Через эти места заводят все рабочие лопатки, а затем устанавливают замковую лопатку, которую крепят двумя штифтами.

Рабочие лопатки связывают ленточными и проволочными бандажами в пакеты (рис. 11.21).

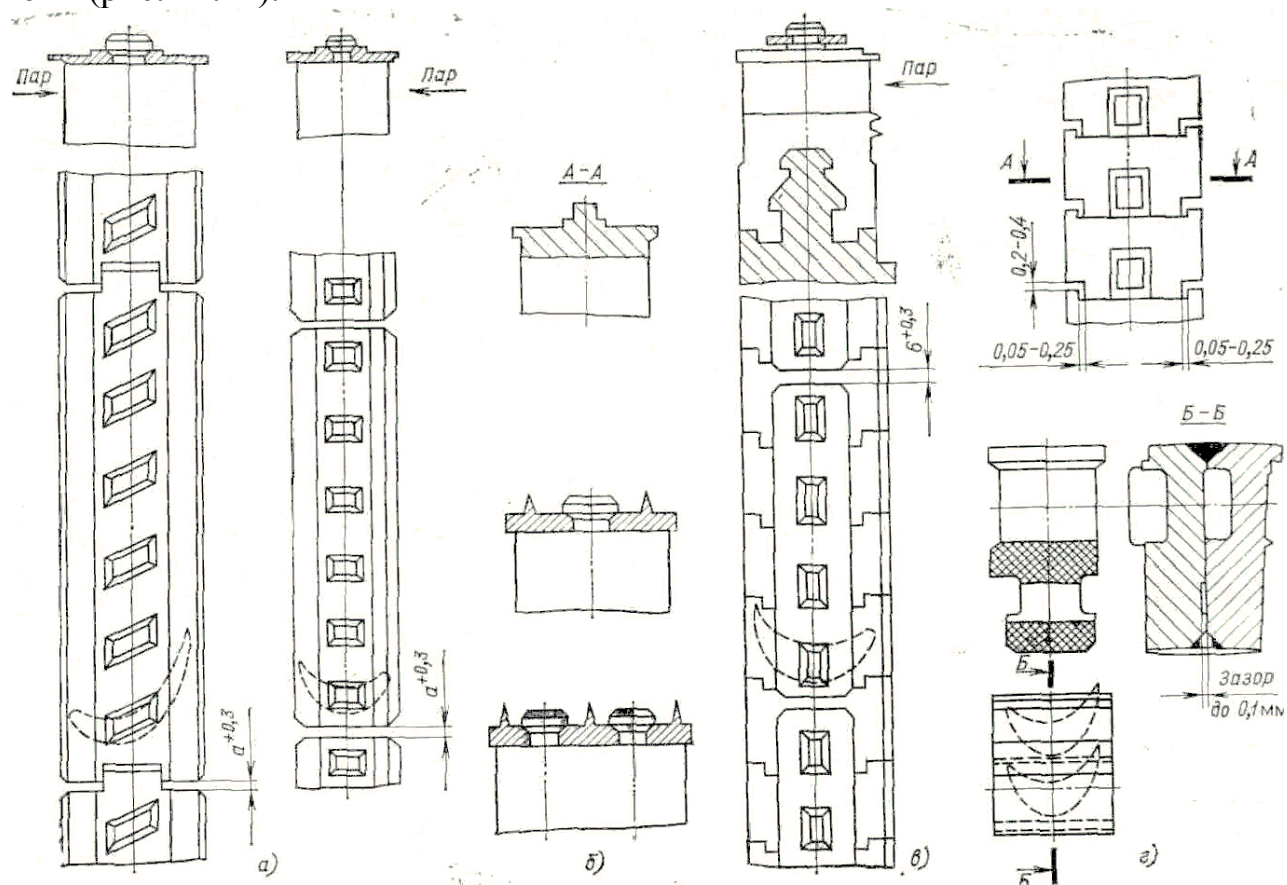


Рис. 11.21. Бандажи рабочих лопаток:

а, б - ленточные нерегулируемых ступеней; в - регулируемых ступеней паровых турбин ХТЗ; г - то же ЛМЗ.

Ленточный бандаж улучшает экономичность ступени, обеспечивая благоприятное обтекание периферийной зоны и существенно сокращая потери от утечек. Ленточный бандаж объединяет лопатки в пакеты, повышая жесткость облопачивания и снижая изгибающие напряжения в лопатках. В закрученных лопатках большой длины он ограничивает разворот периферийной части рабочих лопаток, возникающий под действием центробежных сил. В ряде случаев концы ленточных бандажей имеют с одной стороны выступ, входящий во впадину соседнего бандажа, что повышает жесткость ряда рабочих лопаток. Иногда бандаж имеет специальные усики, позволяющие сделать лабиринтовое уплотнение с малым радиальным зазором (рис. 11.21, б). Лопатки регулируемых

ступеней изготавливают с цельнофрезерованным бандажом (рис.11.21,е). Поверх такого бандажа можно устанавливать ленточный бандаж. Для повышения жесткости пакета лопаток цельнофрезерованный бандаж снабжают с одной стороны выступом, который входит в паз бандажа соседней лопатки. Кроме того, иногда применяют также сварку рабочих лопаток попарно по хвостовикам и бандажам (рис.11.21,з). Бандаж крепят к рабочей лопатке одним или двумя шипами в зависимости от размеров и конструкции бандажа. Форма и площадь поперечного сечения шипов зависят от нагрузки, создаваемой бандажом (рис.11.21,а, б).

Часто длинные рабочие лопатки выполняют без периферийного ленточного бандажа. Вместо ленточного бандажа в них для повышения жесткости облопачивания устанавливают легкий проволочный, а иногда для уменьшения напряжений трубчатый бандаж (рис.11.22). Такой бандаж можно применять в ступенях низкого и среднего давления одновременно с ленточным бандажом. Проволочные бандажи из нержавеющей стали припаивают к каждой рабочей лопатке пакета. Отверстия в лопатках делают на 0,2—0,5 мм больше диаметра проволоки. Проволочные бандажи можно и не припаивать к лопаткам. В этом случае проволока под действием центробежной силы прижимается в отверстиях к лопаткам и за счет трения колебания рабочих лопаток гасятся. Концы трубок закрывают пробками для предотвращения попадания внутрь трубок пара и влаги. Трубчатые и проволочные бандажи фиксируют относительно лопаток шайбами, которые надевают сверху на концы трубок. Пробки и шайбы припаивают к концам трубчатых бандажей.

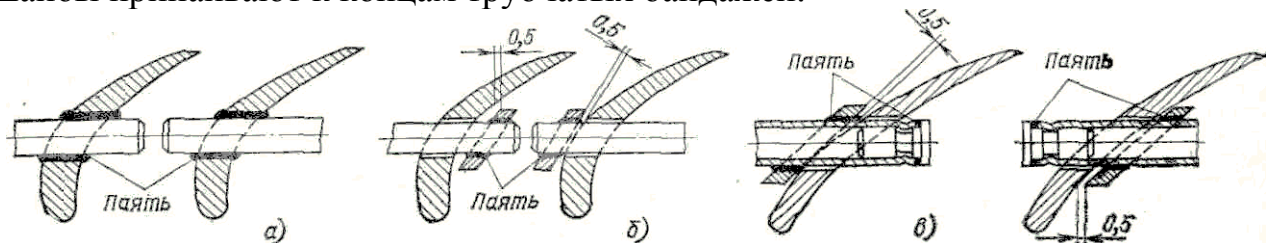


Рис. 11.22. Конструкция проволочных и трубчатых бандажей:

а — проволочный, припаянный к лопаткам; б — проволочный, не припаянный к лопаткам; в — трубчатый.

Проволочные бандажи ухудшают экономичность ступени, создавая дополнительное сопротивление.

Завдання на СРС. Конструкція робочих лопаток парових турбін та розрахунки їх на міцність (визначення розтягуючих та згинаючих напруг).

Визначення моменту інерції профілю лопатки (аналітичний метод Сімпсона та графоаналітичний метод). Розрахунки на міцність лопаткових хвостовиків (Т-образного, вильчатого).

СТАТИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Рабочие лопатки нагружены центробежными силами и силами, возникающими от воздействия на них рабочего тела (пара или газа).

В зависимости от конструкции и условий работы центробежные силы могут растягивать, изгибать и скручивать рабочие лопатки.

Усилия от воздействия рабочего тела изгибают и скручивают лопатку, причем напряжения от скручивания обычно малы по сравнению с напряжениями от изгиба.

Растяжение рабочих лопаток центробежными силами. Рабочая лопатка произвольного профиля (рис.10) имеет на периферии бандаж массой m_6 . Корневое сечение лопатки расположено на радиусе r_k , периферийное — на радиусе r_n . Обозначим площадь профиля лопатки в сечении x через $f(x)$. Выберем ось x так, чтобы она проходила через ось вращения ротора и была перпендикулярна ей. Допустим, что центры тяжести профилей во всех сечениях располагаются на оси x .

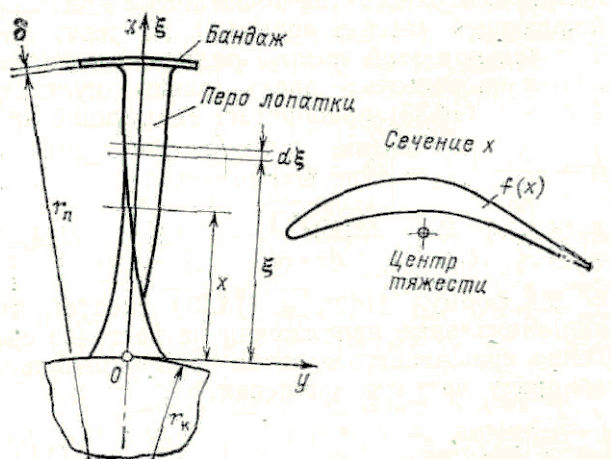


Рис. 10. Рабочая лопатка

Напряжения растяжения $\sigma(x)$ в сечении x определяются так:

$$\sigma(x) = P(x) / f(x); \quad (14.42)$$

$$P(x) = P_n(x) + P_6, \quad (14.43)$$

где P_6 — центробежная сила от бандажа; $P_n(x)$ — центробежная сила части лопатки, расположенной между сечениями x и r_n .

Очевидно, что центробежная сила от бандажа равна

$$P_6 = m_6 \omega^2 (r_n + \delta/2). \quad (14.44)$$

Выделив бесконечно малый элемент $d\zeta$ в сечении ζ , найдем усилие, развиваемое им во время вращения диска: $dP = \rho \omega^2 f(\zeta) (r_k + \zeta) d\zeta$. Тогда $P_n(x)$ определяется как

$$P_n(x) = \int \rho \omega^2 f(\zeta) (r_k + \zeta) d\zeta \quad (14.45)$$

где $l = r_n - r_k$ — длина лопатки.

Из формул (14.42) и (14.44) следует, что напряжения от центробежных сил в лопатке произвольного профиля определяются зависимостью

$$\sigma(x) = \omega^2 / f(x) [\rho \int \omega^2 f(\zeta) (r_k + \zeta) d\zeta + m_6 (r_n + \delta/2)] \quad (14.46)$$

В частном случае, если лопатка имеет постоянное поперечное сечение, а бандаж отсутствует, напряжения определяются простой зависимостью

$$\sigma(x) = \rho \omega^2 [r_k (1 - x) + 1/2 (1^2 - x^2)] \quad (14.47)$$

Очевидно, что у вершины лопатки при $x = 1$ напряжения $\sigma(1)=0$, а в корневом сечении достигают максимального значения (рис. 14.11):

$$\sigma(0) = 1 \rho \omega^2 (r_k + 1/2).$$

Так как $r_k + 1/2 = d_{cp}/2$, где d_{cp} - средний диаметр ступени, то максимальные напряжения от центробежных сил в лопатке постоянного поперечного сечения окончательно запишем так:

$$\sigma(0) = 0,5 \rho \omega^2 d_{cp} l. \quad (14.48)$$

Часто максимальные напряжения в лопатке произвольного поперечного сечения без бандажа представляют следующим образом, при условии, что максимальные напряжения достигаются в корне лопатки:

$$\sigma_{\max} = k \sigma(0).$$

Величину k называют *коэффициентом разгрузки*. Она полностью определяется геометрией лопатки и в соответствии с (14.46) и (14.48) может быть определена так:

$$k = (2 \int f(\zeta) (r_k + \zeta) d\zeta) / (f(x) d_{cp} l) \quad (14.49).$$

Коэффициент k , показывает, во сколько раз напряжения в корневом сечении лопатки переменного профиля отличаются от напряжений в корневом сечении лопатки постоянного профиля.

Как правило, турбинные лопатки проектируют по условиям прочности так, что коэффициент разгрузки меньше единицы. Для этого необходимо, чтобы площадь поперечного сечения $f(x)$ уменьшалась от корня к вершине лопатки.

Если площадь поперечного сечения меняется по линейному закону от корня к вершине лопатки, то

$$k = (1+\chi)/2, \quad (14.50)$$

где $\chi = f_{\pi} / f_k$ — отношение площади профилей лопатки в периферийном и корневом сечениях.

Даже если площадь $f_{\pi} = 0$, то коэффициент разгрузки при линейном законе изменения площади профилей не может быть менее 0,5.

Если закон изменения площади поперечного сечения близок к закону изменения площадей поперечного сечения тела равного сопротивления, то коэффициент разгрузки можно определить следующей формулой:

$$k = \sqrt{\chi} \text{ (при } \chi > 1/3). \quad (14.51)$$

Минимальное значение коэффициента разгрузки, при котором сплошная лопатка удовлетворяет требованиям аэродинамики, составляет 0,33—0,4.

Статический изгиб рабочих лопаток. Рабочее тело воздействует на рабочие лопатки усилием, представляющим собой распределенную нагрузку, которая в общем случае изменяется по длине лопатки. Лопатка без бандажа и бандажной проволоки рассматривается как консольная балка переменного профиля, нагруженная распределенной нагрузкой $q(x)$ (рис. 14.12).

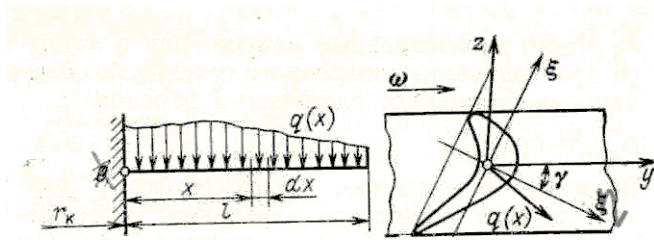


Рис. 14.12. Схема нагружения лопатки изгибающими усилиями

Уравнения для моментов M_z и M_y , изгибающих лопатку в направлении z и y , могут быть записаны в следующей форме:

$$d^2 M_z / (dx)^2 = q_y + d / dx [P(x) d \delta / dx] + \rho f(x) \omega^2 \delta \quad (14.52)$$

$$d^2 M_y / (dx)^2 = q_z + d / dx [P(x) d \Delta / dx] \quad (14.53)$$

где q_y и q_z — составляющие аэродинамической нагрузки $q(x)$; δ , Δ — смещения оси лопатки от положения равновесия за счет прогиба в направлении y и z соответственно (рис. 14.12).

Таким образом, изгибающие моменты в сечении x зависят не только от аэродинамических сил $q(x)$, но и от центробежных сил $P(x)$ и от прогиба лопатки, определяемого смещениями δ и Δ .

Составляющие аэродинамической силы q_y и q_z можно определить, если известны скорости рабочего тела в ступени:

$$q_y = \rho_n C_{2a} (C_{1u} - C_{2u}) t, \quad (14.54)$$

$$q_z = [\rho_n C_{2a} (C_{1a} - C_{2a}) + (p_1 - p_2)] t, \quad (14.55)$$

где ρ_n — плотность рабочего тела в рабочей решетке; l — шаг решетки; p_1 и p_{12} — давление перед рабочей решеткой и за ней.

Напряжения, возникающие в сечении x при изгибе рабочей лопатки, определяются известным соотношением:

$$\sigma_{\eta} = - M_{\zeta} \eta / J_{\zeta} + M_{\eta} \zeta / J_{\eta} \quad (14.56)$$

где M_{ζ} и M_{η} — изгибающие моменты относительно центральных главных осей ζ и η (рис. 14.12); J_{ζ} , J_{η} — моменты инерции профиля относительно этих осей. С моментами M_z и M_y они связаны так:

$$M_{\eta} = - M_y \cos \gamma + M_z \sin \gamma; \quad (14.57)$$

$$M_{\zeta} = M_y \sin \gamma + M_z \cos \gamma. \quad (14.58)$$

На входной и выходной кромках профиля напряжения растяжения от статического изгиба и центробежных сил складываются, и в этих точках возникают наибольшие статические напряжения растяжения.

Проектируя лопатку, нужно так выбрать хорду профиля, чтобы наибольшие напряжения были равны допустимым.

В относительно коротких лопатках ($d_{cp}/l > 5$) наибольшие напряжения возникают в корневом сечении, поэтому расчет следует проводить для $r = r_k$. В лопатках большей длины максимальные изгибающие напряжения могут возникать и не в корневом сечении. В этом случае расчет проводят для наиболее напряженного сечения.

Если лопатки перевязаны бандажом или проволокой, то изгибающий момент, действующий на перо лопатки, уменьшается за счет того, что часть изгибающей нагрузки воспринимается бандажом или проволокой. В предельном случае (при абсолютно жестком бандаже) можно снизить напряжения от изгиба в перо лопатки примерно на одну треть.

Если ось лопатки прямолинейна и установлена радиально, то при изгибе лопатки центробежные силы будут стремиться вернуть лопатку в положение равновесия, т. е. будут противодействовать силам, стремящимся изогнуть лопатку. Расчеты показывают, что для лопаток первых и промежуточных ступеней уменьшение изгибающих напряжений за счет центробежных сил составляет не более 10% и обычно не учитывается. Для длинных лопаток влияние центробежных сил на статический изгиб заметно и учитывается в расчетах.