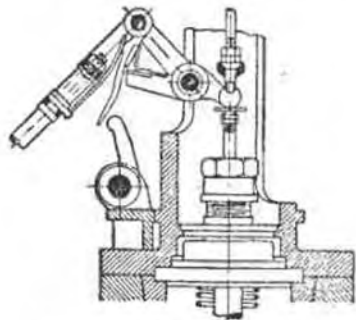


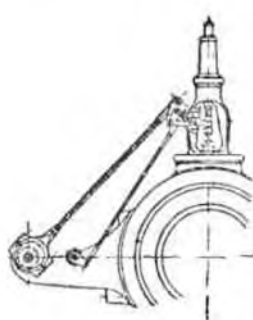
двумя соседними кривыми подъема клапана (фиг. 856), т. е. из пути клапана при соответственном передвижении регулятором и при остановке кривошипа. Там, где это допустимо по конструкции, следует избегать перемены давления в приводном механизме парораспределения.

Парораспределение с расцеплением. Привод впускных и выпускных клапанов большей частью производится эксцентриком; выпуск и здесь производится принудительно. Давы захватывающей защелка плавно садится на рычаг клапана, а иногда и для того, чтобы осуществить большие наполнения, — впускные эксцентрики заклиниваются, большей частью с запаздыванием, так что получается небольшой избыточный подъем; наивысшее положение работающего края защелки приныкает рычаг клапана, находящийся в покое и в момент закрытия, лишь настолько, что защелка безусловно западает. Захватывание происходит благодаря собственному весу или давлению пружины. Тогда подъем клапанов при непосредственном эксцентриковом приводе для больших наполнений становится несообразно велик, что побуждает обратиться к применению кулачков (фиг. 854). Для уменьшения скорости захватывания и одновременного большего передвижения защелки при малых наполнениях, а тем самым лучше овладеть числом оборотов регулятора, в некоторых случаях вместо непосредственного эксцентрикового привода применяются кулачки (фиг. 854). Для уменьшения скорости захватывания и одновременного большего передвижения защелки при малых наполнениях, а тем самым лучше овладеть числом оборотов регулятора, в некоторых случаях вместо непосредственного эксцентрикового привода применяются кулачки с сердцевидными кривыми уменьшения (например, Карельс). К преимуществам распределений с расцеплением следует отнести быстрое закрытие до самого сепала и малую переставляющую силу регулятора.

Расцепление при различных наполнениях производится помощью упорки для защелки или помощью переменного привода (регулируемые упорки Зульцера). При принудительном приводе защелки, в большинстве случаев) применяется одновременное воздействие двух движений эксцентрика, а иногда вермена направления эксцентриковой тяги.



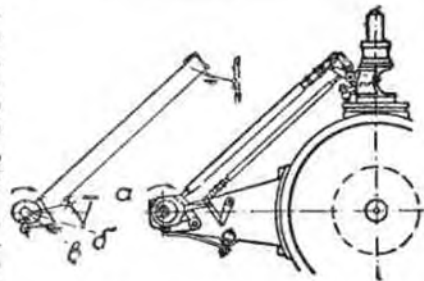
Фиг. 852.



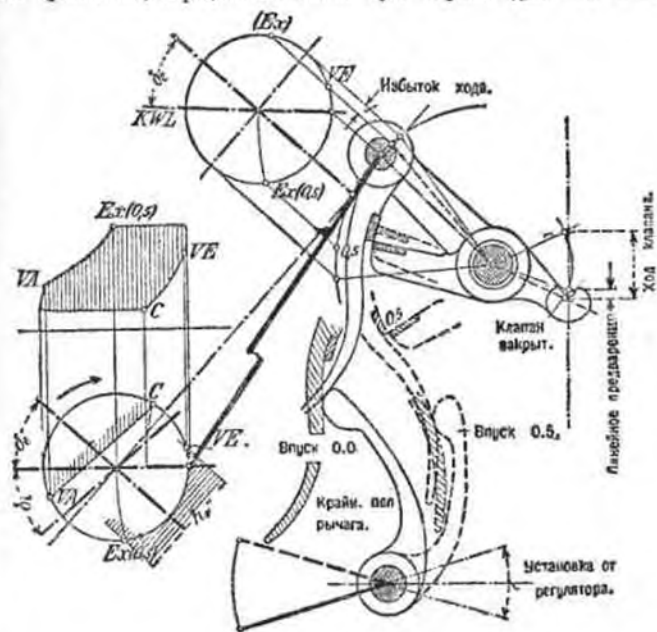
Фиг. 853.

Примером применения упорки служит распределение Кольмана (новое) (фиг. 852 и 836) и распределение Маркса (фиг. 853). Парораспределение с расцеплением и принудительным движением защелки изображено на фиг. 854 (MAN)

Исследование парораспределения производится графически по схеме последнего. После нанесения распределительного вала и крепительного болта крышки клапана в ее противоположном направлении, вычерчивают „золотниковый круг“ вокруг оси распределительного вала и, в соответствии с потребным избыточным подъемом клапана, выбирают точку VE (фиг. 855). Выбором предварения впуска и с помощью дуг, очерченных радиусом длины кривошипа, определяется линия пути поршня (фиг. 797 и 855)¹⁾.



Фиг. 854. а — поворачивается от регулятора, б — среднее положение, e — эксцентрик.

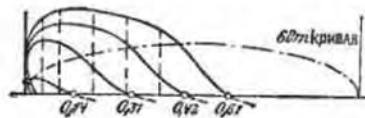


Фиг. 855.

¹⁾ Для ясности чертежа избыточный подъем и подъем клапана выбраны чрезмерно большими, чем и обусловлена большая длина защелки и неблагоприятная форма выключателя. Следует иметь в виду, что рычаг клапана должен быть достаточно длиною, дабы

Определение очертания выключателя производится вычерчиванием рычага клапана с защелкой и выключателем для отдельных наполнений и в положениях, отвечающих сопряжению граней; тем самым определяется и подъем муфты регулятора (фиг. 855). Величина эксцентриситета получается из желаемого подъема клапана и передаточного отношения. Тем самым определены также и положения центра вращения защелки для каждого наполнения, при которых должно последовать расцепление, в предположении, что время падения известно. Руководствуясь этим следует определять форму защелки для расцепления ускорой или род перемены движения для принудительного расцепления. Схему распределения следует отдельно отработать для обеих сторон цилиндра, при чем предварение выпуска принимается одинаковым.

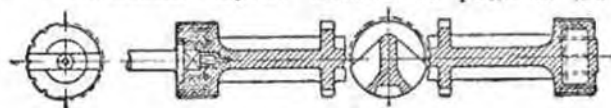
Диаграмма поднятия клапана. Если в соответствии с золотниковым эллипсом (стр. 576) отложить по абсциссам пути поршня и по ординатам отвечающие им подъемы



Фиг. 856.

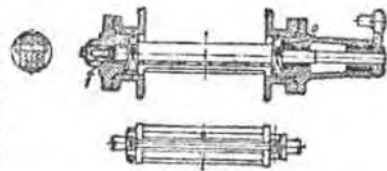
клапана, вытис из схемы распределения, то получается диаграмма подъема клапана (фиг. 856), дающая представление о величинах скоростей и ускорений. В распределениях с расцеплением движение закрытия клапана происходит в соответствии с взаимной силой пружины и величиной сопротивлений. Если, как и в золотниковом эллипсе, нанести линию, отвечающую скорости пара в 60 м/сек, отнесенной к обычной скорости поршня, то в рабочей диаграмме можно приблизительно установить начало дросселирования.

Парораспределение с поворотными золотниками. а) Поворотные золотники в большинстве случаев выполняются раздельно для выпуска



Фиг. 857.

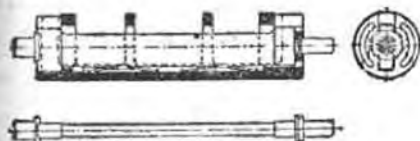
и выпуска, реже в виде коробчатого золотника (фиг. 809). Обычно они вращаются в коробках, прилитых к цилиндру или его крышке и прижимаются к поверхностям скольжения давлением пара и пружинами. Захватывание золотника золотниковым валом или штоком происходит либо посредством захвата на конце последних (фиг. 857) либо, что лучше, помощью скрепных шпindelей, входящих радиально в открытые золотники (фиг. 858), или в осевом направлении в за-



Фиг. 858.

сиди, необходимая для расцепления защелки, был вал и, что после него он должен свободно колебаться, не соприкасаясь с последней. Скользящие поверхности рычага и защелки должны быть выполнены так, чтобы имелось место поверхностное сопряжение.

крытые (фиг. 859). Во всех случаях следует обращать внимание на тщательную пригонку шпинделя (равно и в продольном направлении). В американских конструкциях на концах золотника имеются центрирующие разрезные гнезда (фиг. 860).



Фиг. 859.



Фиг. 860.

Уплотнение шпинделей достигается сальниками или помощью уплотняющих колец *a* (фиг. 858), для которых необходимо предусмотреть хорошую смазку. Если давление в золотниковой коробке попеременно лежит выше и ниже атмосферного, то становится необходимой сильная пружина *f*. Приводные рычаги должны быть особо тщательно заклинены на шпинделях, в виду переменного направления передачи; последние следует обезопасить от продольного сдвига. Во выпускных золотниках часто применяется канал Трика (фиг. 861). Размеры каналов определяются согласно стр. 571. Диаметр золотника зависит от рода передачи и от величины желаемого наполнения, возрастая с уменьшением последнего. При условии применения распределительных дисков и канала Трика, для выпускного золотника, диаметр, предварительно, можно выбирать равным $3,2$ до $4a$ (где a — ширина канала), при непосредственном эксцентриковом приводе 4 до 5*a*. Рекомендуется принимать рабочее плечо рычага приводной тяги минимально на 10—20 мм больше радиуса золотника, а наименьший угол, образуемый этой тягой с радиусом приводного рычага, не должен быть менее 40°. Формы сечений золотника должны быть выбраны так, чтобы во всех положениях был обеспечен достаточно свободный проход для пара; с другой стороны, пустоты выпускного золотника не должны обуславливать больших вредных пространств.

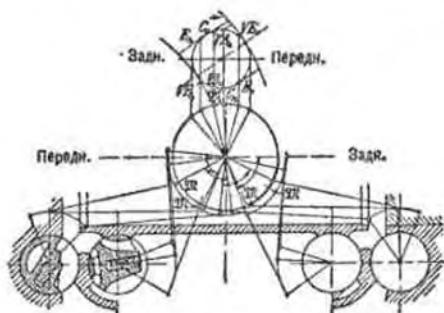
Поворотные золотники применимы в областях среднего и низкого давления в виду малых вредных пространств; для высоких давлений и перегревов более пригодны клапаны.

б) Расположение поворотных золотников. В горизонтальных машинах выпускные золотники располагаются сверху, а выпускные снизу, либо же те и другие с общим паровым каналом снизу цилиндра или в крышках. Необходимо озаботиться автоматическим удалением воды из цилиндра через выпускные золотники. В вертикальных машинах обычно применяются раздельные паровые каналы.

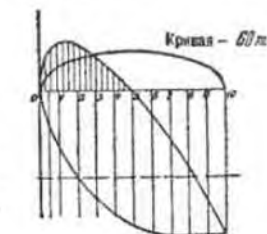
в) Привод поворотных золотников производится от эксцентрика на валу кривошипа, а именно, либо непосредственно (в быстроходных машинах), либо с промежуточным включением распределительного диска с колесчатым рычагом. Часто распределения впуска и выпуска разделяются и на валу устанавливаются два эксцентрика.

Переменные наполнения, как правило, достигаются распределениями с расцеплением. При высоком давлении пара и перегреве предпочтительны

клапанные распределения. При непосредственном эксцентриковом приводе можно применять обычные золотниковые диаграммы при соответственных передачах. Следует обращать внимание на наличие достаточной уплотняющей поверхности на стороне, противоположной отсекающей грани в крайнем внешнем положении отсеочки. В устройствах с распределительным диском (фиг. 861) это положение для впуска следует по большей части выбирать вблизи растянутого положения рычагов. За последнее переходить не рекомендуется, ибо при этом проявляется дрожание в приводном механизме. При выпуске обычно не идут до этого положения. Этими условиями передачи достигаются сравнительно малые проходимые пути при закрытом золотнике.



Фиг. 861.



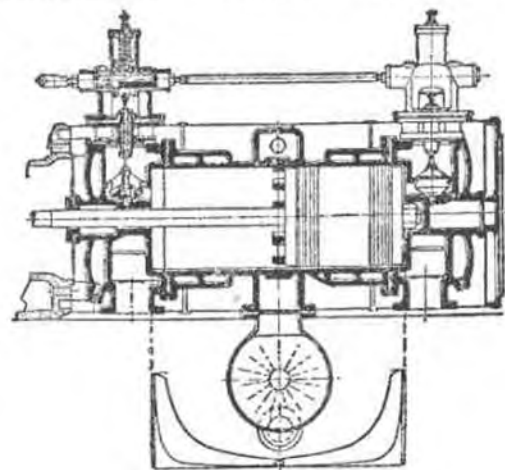
Фиг. 862.

Угол отклонения между золотниковым рычагом и распределительным диском не должен превышать 75° . При непосредственном золотниковом приводе отклонения часто разделяют несимметрично, так, что среднее положение лежит против стороны открытия. Вместо распределительного диска применяется также и звездочка.

б) Аналогично золотниковому эллипсу (стр. 576) здесь для исследования распределения служит кривая открытий золотника, отнесенная к пути поршня. На фиг. 862 изображена такая диаграмма для впуска при применении распределительного диска.

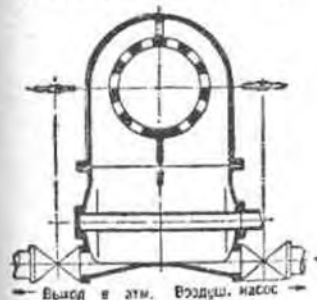
Рабочий поршень в качестве выпускного золотника (прямоточная машина). Штумпф использует рабочий поршень цилиндра непосредственно в качестве выпускного золотника, в то время как для впуска применяются преимущественно разгруженные клапаны. Свежий пар поступает снизу в полость крышки, обогревает ее поверхность, поступает далее через клапан, установленный сверху крышки в цилиндр, производит работу, действуя на поршень и, после завершения расширения, выходит через прорезы, расположенные на противоположном конце хода, т. е. в середине цилиндра, и перекрывается поршнем (прямой ток). Вследствие движения пара в одном лишь направлении, вредные поверхности не охлаждаются протекающим холодным отработанным паром. Одновременно же имеет место и существенное уменьшение вредного пространства по объему и по поверхности, неплотность особо выпускного

органа отпадает и сопротивление выхлопа почти полностью отсутствует в виду благоприятных условий выпуска и большого проходного сечения прорезов. В виду отсутствия охлаждающего действия вредных поверхностей, отпадает конденсация в цилиндре и подразделение на ступени.

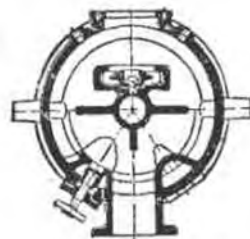


Фиг. 863.

Предварение выпуска принимается в среднем в 10% и таким образом сжатие в 90% . Вследствие высокого сжатия, особенно удобно устройство для работы с конденсацией. Вредное пространство фиксируется в зави-



Фиг. 864.



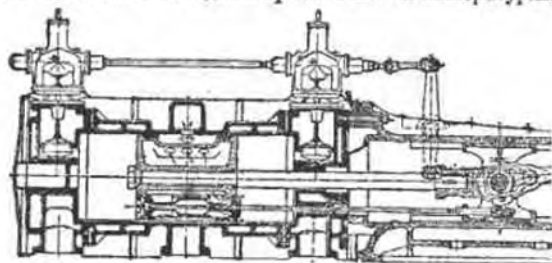
Фиг. 865.

сности от величины противоавления ($1\frac{1}{2}$ — 2% для машин с конденсацией, 16 — 17% для машин без нее). Чтобы иметь возможность работать на машинах с конденсацией без последней, добавляется вредное пространство в 14 — 15% (фиг. 863 и 865). Дополнительное пространство связы-

вается с полостью цилиндра особыми клапанами (фиг. 865). Рациональным является устройство добавочного вредного пространства так, чтобы в закрытом состоянии оно служило теплоизолятором.

Впускные клапаны, ради достижения желаемого малого вредного пространства и благоприятных условий впуска, целесообразно располагать в крышке, по возможности, близко к сальнику.

Для уменьшения вредного пространства и вредных поверхностей применяются впускные клапаны без коробов, но с седельной плитой (фиг. 863 и 865). Последнее позволяет осуществить меньшую высоту и размерность клапанов, лучшую плотность и удобную обработку клапанной камеры. Для уменьшения сопротивления при переходе пара, конденсатор следует, по возможности, ближе устанавливать к цилиндру, соединяя его с выпускной горловиной патрубком, возможно большего проходного сечения (фиг. 864). Промежуточного включения между цилиндром и конденсатором маслоотделителей, подогревателей и трехходовых вентилей следует безусловно избегать. В эксплуатационных машинах конденсатор следует связывать с воздушным насосом и атмосферой так, чтобы при работе без конденсации конденсатор служил бы в качестве глушителя (фиг. 864). Крышки цилиндра постоянно, а концы головок цилиндра в большинстве случаев, снабжаются паровыми рубашками, согласно фиг. 863, в то время, как средняя часть цилиндра по выхлопной горловине имеет охлаждающую рубашку. Между обеими целесообразно устраивать промежуточные зоны, которые не обогреваются и не охлаждаются. Поверхности крышек являются важнейшими нагреваемыми поверхностями и должны быть обогреваемы при всех условиях. При насыщенном паре обогревание должно быть наиболее существенным и, напротив, мало при перегретом. Для получения наибольшего результата от обогревания крышек, последнее большей частью бывает разбито до момента в цилиндре, отвечающего нормальному наполнению, так что вредные поверхности нормального наполнения находятся при наивысших температурах. Фиг. 866

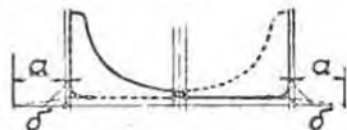


Фиг. 866.

представляет прямооточную машину для работы без конденсации и на высокое противодавление. В поршне имеется цилиндрический золотник, приводимый в движение от эксцентрично закрепленной на шатуне палфы. Благодаря этому удлиняется период выхлопа, уменьшается вредное пространство ($1\frac{1}{2}$ — $2\frac{0}{10}$) и достигается распределение пара согласно диаграмме фиг. 867, при совершенном

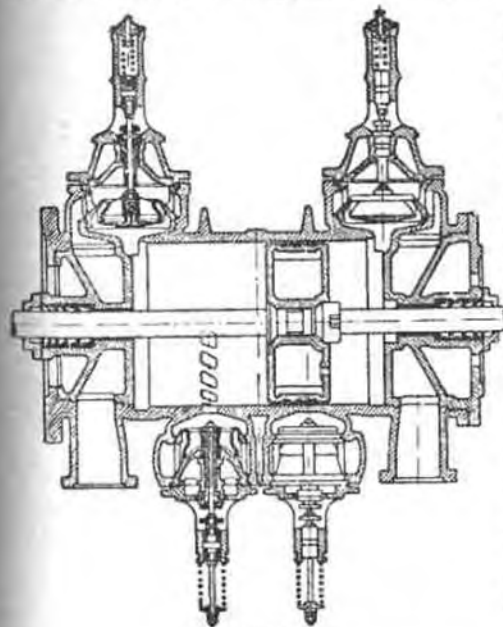
соблюдении принципа прямооточной машины. Во время выхлопного движения поршня пар переходит в полость поршня и отсюда в выхлопные прорезы. Для уменьшения длины поршня и цилиндра применима также и конструкция H u n g e r'a, при которой поршень последовательно открывает два ряда прорезов (фиг. 868).

Выпуск пара начинается при открытии второго ряда и заканчивается с закрытием первого, так что длительность выпуска возрастает и сжатие может быть снижено до 30—40%. Регулирующие выпускные органы отъединяют от выхлопной трубы только первый открываемый поршнем ряд, пока выпуск производится через второй ряд; далее открываются оба канала. Вместо изображенных здесь клапанов может быть также применен цилиндрический золотник.



Фиг. 867. а — длина поршня; б — вредное пространство.

Эти машины особенно хорошо служат там, где нагрузка очень быстро и резко колеблется и где необходимы большие проходные сечения для выпуска (машины прокатных станков), т.е. где многоцилиндровые машины едва ли могут обеспечить достаточно большую и быстро изменяющуюся мощность; и где, вследствие центральной конденсации, большей частью не имеется желательного для чистой прямооточной машины хорошего выпуска. Прямоточная машина одинаково пригодна как для насыщенного, так и перегретого пара¹⁾.



Фиг. 868.

цилиндра с кривошипами, расположенными под 90°; максимальное

д) Механизмы для перемены хода машины.

Наряду с общими требованиями, предъявляемыми к парораспределению, довольно часто существует и такое, что машина должна сдвинуться в любом положении кривошипа. Для этого необходимы, по меньшей мере, два

¹⁾ Stumpf, Gleichstromdampfmaschine mit Hochhub-Nüsentellerventil u. Steuerwelle doppelter Drehzahl Z. d. V. d. I. 1921, стр. 492.

наполнение должно быть настолько велико, чтобы в мертвом положении одного из поршней, развиваемый другим момент вращения оказался бы достаточным для преодоления сопротивления.

1. Перемена направления вращения может быть достигнута:

путем взаимной замены паровпускных и паровыпускных каналов помощью особого золотника, вследствие чего основной работает попеременно наружными или внутренними граями; путем сдвига подвижного золотникового зеркала между золотником и паровыми каналами к цилиндру, при чем одной и той же гранью золотника попеременно управляется, то сторона кривошипа, то сторона крышки;

помощью рычагов обратного хода при перемене существующего направления движения золотника из его среднего положения; помощью двойного золотника, у которого одна сторона работает при прямом, а другая при обратном ходе машины по общему золотниковому зеркалу.

В этих конструкциях применение угла опережения и золотниковых перекрытий, а тем самым как расширения, так и сжатия, несущественно, вследствие чего они мало употребительны.

2. Перемена хода свободным и передвижным эксцентриком регулируется для так называемого свободного эксцентрика помощью противовеса и переводится в положение обратного хода из положения для прямого (фиг. 869) путем поворачивания вокруг оси вала на угол 180° —28. Последнее производится помощью ручного маховичка, сдвигаемой в осевом направлении муфтой с крутой нарезкой, или смещением

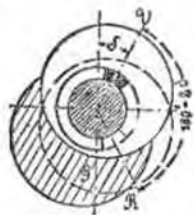
эксцентриковой тяги помощью рычага. Парораспределение в крайних положениях эксцентрика остается правильным.

В передвижном эксцентрике центр его большей частью перемещается в кулисе, расположенной вертикально по отношению к направлению эксцентриковой тяги (фиг. 870 и 812). Этим достигается перемена хода, угла

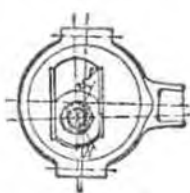
опережения, а тем самым и расширения при постоянном линейном опережении. При дальнейшем перемещении наступает перемена хода машины в крайнем положении, совершенно аналогично как и при свободном эксцентрике. Парораспределение протекает правильно. Золотник и рабочая диаграмма определяются так же, как и для простого золотника. Смещение эксцентрика во время хода нелегко, поэтому его действие может быть заменено следующими конструкциями.

3. Кулисное парораспределение¹⁾. Перемещение золотника производится совместно двумя эксцентриковыми приводами таким образом, что один из них, или оба могут быть изменены по величине и направлению

¹⁾ В. Г. Швабманн, Ausführliche „Geometrie und Massbestimmung“. Berlin 1916. J. Springer.

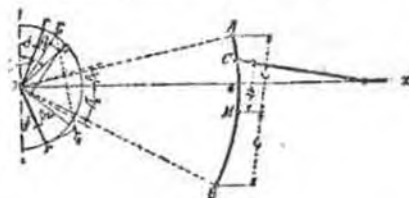


Фиг. 869.



Фиг. 870.

помощью кулисы; смещение точки ее подвеса влияет на направление передвижений золотника, смещение камня в кулисе, действующей в качестве рычага, — на активную длину хода передачи или, одновременно, на угол опережения. При приближенном совмещении этих двух колебательных движений может быть найден некоторый воображаемый, заменивший эксцентрик, дающий подобные же результаты. Геометрически

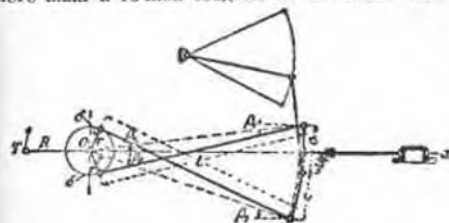


Фиг. 871.

Для определения отдельных ее точек служит следующий приближенный способ. Помимо предположения очень длинных эксцентриковых тяг, сравнительно с величиной эксцентриситета, принимается также, что каждая точка кулисы и камня движется довольно близко к параллели к направлению, которое определяется центром приво-

дления и точкой соединения на золотниковом штоке, и называется направлением движения кулисы.

На фиг. 871 r — действительные центры эксцентрика в мертвом положении кривошипа, Ox — направление движения кулисы, OA и OB — средние направления смещения эксцентриковых тяг, проводимые через те точки путей A и B , удаление которых от O равно длине



Фиг. 872.

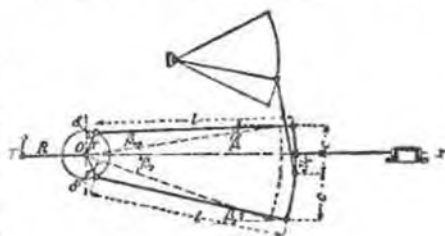
золотниковых тяг (фиг. 872 и 873). β_1 и β_2 получаются затем, как углы наклона последних к Ox , так что измеренные в этом направлении длины

путей A и B будут:

$$2r_1 = 2r \cdot \cos \beta_1 \text{ и}$$

$$2r_2 = 2r \cdot \cos \beta_2 \text{ (фиг. 794).}$$

Равные длины путей по Ox могли бы быть достигнуты эксцентриками радиуса r_1 и r_2 с углами опережения $\delta + \beta_1$ и $\delta + \beta_2$, которые, как то следует из чертежа, должны быть отнесены к направлению движения кулисы. Измеренная в том же направлении Ox длина пути камня A , передаваемая в равной величине золотнику, является суммой перемещений совпадающей точки кулисы, отвечающих поворотам



Фиг. 873.

последней относительно B и A . Если $2c$ — длина кулисы, α_1 — отклонение точки A , измеренное из ее среднего положения и, наконец, u — смещение камня в кулисе от середины, то поворот относительно B дает величину длины пути $\frac{\alpha_1(c+u)}{2c}$; при тех же обозначениях поворот относительно A дает $\frac{\alpha_2(c-u)}{2c}$, так что измеримый по Ox путь C будет:

$[\alpha_1(c+u) + \alpha_2(c-u)] : 2c$. Дабы построить заменяющий эксцентрик r_1 , следует уменьшить r_1 в отношении $\frac{c+u}{2c}$, а r_2 в отношении $\frac{c-u}{2c}$

и суммировать их векторially. Ковечная точка заменяющего эксцентрика r_1 лежит на связующей прямой $r_1 r_2$ и делит последнюю в отношении $(c-u) : (c+u)$.

Фиг. 873 пригодна для так называемых „открытых эксцентриковых тяг“; при „перекрещенных тягах“ (фиг. 872), где r_1 действует на B , r_2 на A , отстоящие C от своего среднего положения, для тех же условий, будет:

$$\frac{1}{2c} [\alpha_2(c+u) + \alpha_1(c-u)].$$

Углы β_1 и β_2 отклоняются от δ в противоположных направлениях. В виду того, что заменяющий эксцентрик действует как и простой, то здесь золотниковая диаграмма применяется, как и раньше¹⁾.

Кривая вершины для постоянного линейного опережения есть прямая, перпендикулярная к направлению движения кулисы; для постоянного предварения впуска в долях хода поршня она должна была бы состоять из двух, пересекающихся на Ox прямых (фиг. 810). Это достигается точнее всего линией, выгнутой относительно O (напр., фиг. 874). В случаях, где редко встречается перемена нагрузки (судовые машины, за исключением таковых для военных судов), заменяющему эксцентрику часто дается сравнительно большой угол опережения соответственно наполнению около 60%; там где необходимо предусмотреть и малое наполнение — может быть применен для ЦВД и расширительный золотник с углом опережения в 90°; большей частью он выполняется в виде цилиндрического золотника Ридера (фиг. 826 и 827).

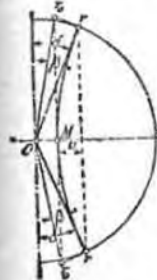
Для паровозов, грузоподъемных машин и машин прокатных станов большей частью выбирается большое наполнение до 80% в целях надежного трогания.

Парораспределение Стефенсона (фиг. 875 и 872 для открытых и перекрещенных тяг). Поперечным сдвигом кулисы одновременно замещаются как направление передвинутого эксцентрика, так и величина рычажной передачи; камень остается на направлении движения кулисы. Для получения среднего положения золотника при различных положениях кулисы, радиус кривизны последней следует делать равным длине эксцентриковой тяги²⁾.

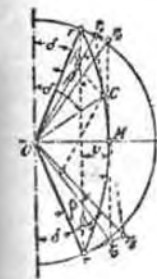
¹⁾ Проф. Bandia дает прекрасное описание кулисных механизмов (Z. Esterr. Ing.-u. Arch.-Ver. 1910), исключая из виду неточность и предостерегающих возможность применения в наиболее сложных случаях.

²⁾ Относительно желательной поправки см. Z. d. V. 1, 1891, стр. 476.

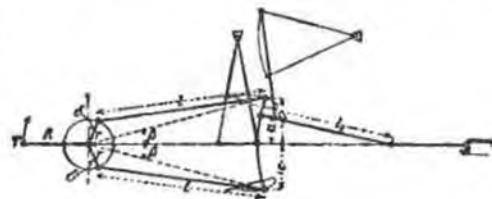
Точка подвеса кулисы, которая большей частью совпадает с ее серединой, направляется по пологой кривой близко к параллели Ox помощью сержи. Кривая вершины представляет собою приблизительно круг, точки C , M и r которого могут быть найдены по общим правилам (фиг. 874 и 875 для перекрещенных и открытых тяг). Кривая эта дает возможность непосредственно установить изменение линейного опережения, точно также при перекрещенных тягах малое изменение предварения впуска, отнесенного к ходу поршня. Там, где, по преимуществу, следует заботиться о переднем ходе машины, последнее условие может быть достигнуто несимметричным положением кривошипа относительно эксцентров, что влечет за собой соответственно большое ухудшение при обратном ходе. Если кулиса может быть вытянута настолько, что конец эксцентров от тяги приходится на направлении движения кулисы, то в этом положении непосредственно действует лишь один эксцентрик. Парораспределение пригодно там, где желательны — возможная простота и малое продольное удлинение (судовые машины). Игра ресор ведущей оси паровозов мало сказывается при горизонтальном направлении движения кулисы; при наклонном расположении золотник передвигается вперед подъемом ведущей оси и оттягивается назад ее опусканием.



Фиг. 874.



Фиг. 875.



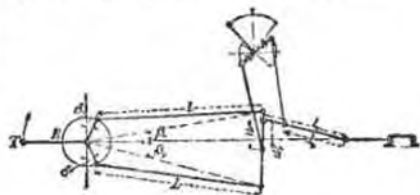
Фиг. 876.

Парораспределение Гука Фиг. 876 для открытых тяг. Кулиса здесь не перекачивается в поперечном направлении, а неизменно подвешена к качающейся подвеске, или передвигается по прямолинейной направляющей, в то время как камень переставляется вместе с подвижной связующей тягой к золотниковому штоку. Направление эксцентриковых тяг, таким образом, не изменяется, только действующие величины передачи являются переменными. Как то непосредственно явствует, при мертвом положении кривошипа, кулиса очерчена по круговой дуге из центра в точке соединения с золотниковым штоком, дабы в этом положении не имел бы места какой-либо сдвиг последней, т.е. оставалось бы постоянным линейное опережение; равно в среднем положении золотника при этом не изменится. Отсюда, и в виду того, что действующие эксцентриситеты остаются в r_1 (фиг. 877) следует, что кривая вершины

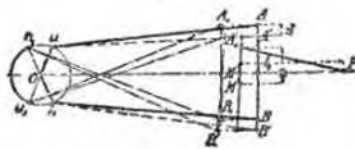
должна быть прямой, перпендикулярной к направлению движения кулисы, а именно, линией, соединяющей две крайние точки эксцентрика (ср. стр. 607). Распределение Гука имеет меньше поперечное удлинение, но больше длину и число шарниров, чем распределение Стефенсона. В паровозах влияние игры рессор ведущей оси тем больше, чем больше выгнута кулиса и чем сильнее наклон направления ее движения.



Фиг. 877.



Фиг. 878.



Фиг. 879.

Парораспределение Аллана. Фиг. 878 для открытых тяг. Кулиса и камень получают одновременно поперечный сдвиг в определенном соотношении, а именно, но противоположным направлениям, чем и изменяются действующий угол опережения и передача приводного механизма. Кулиса прямолинейна, что является достоинством в смысле простоты обработки, однако ограничивает соотношения между сдвигами кулисы и камня. Для определения рычажной передачи, служащей для перестановки, вычерчивают согласно фиг. 879 положение кулисы для обоих мертвых положений кривошипа и их среднюю линию n , и, притом, для среднего положения камня в кулисе, а затем и принятое по оценке смещение u_1 , при котором должно наступить желаемое наполнение; далее, для этого положения камня вносят длину l_1 , отвечающую длине золотниковой тяги, вследствие чего определяется точка P соответственно среднему положению золотника. Если он не должен сдвигаться при смещении кулисы, то камень должен лежать в кругу, описанном вокруг P радиусом l_1 ; там где этот круг пересекает среднюю линию кулисы, лежит соответственная точка последней; удаленность ее от середины кулисы определяется из соотношения:

$$u/m_1 = 1 + (b/a)(l_1/l_0) = 1 + (l_1/l_0)(1 + \sqrt{1 + l_1/l_0})$$

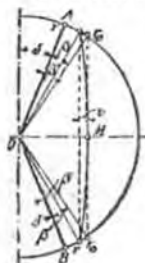
или

$$b/a = (l_0/l_1)(1 + \sqrt{1 + l_1/l_0})$$

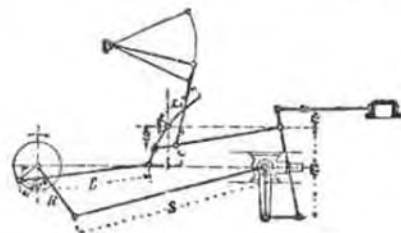
Кривая вершин определяется по общим правилам (Фиг. 880); изменчивость линейного опережения меньше, чем для распределения Стефенсона. Равно и в отношении игры рессор ведущей оси паровозов распе-

деление Аллана занимает промежуточное место между таковыми Стефенсона и Гука.

Парораспределение Гейзингера¹⁾. Фиг. 881 и 882 для распределения наружными тягами. Эксцентрик или контр-кривошип ($\delta = 0$) приводит в действие прочно закрепленную в своей середине кулису. Вто-

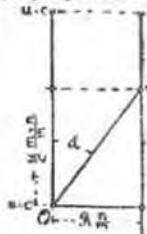


Фиг. 880.

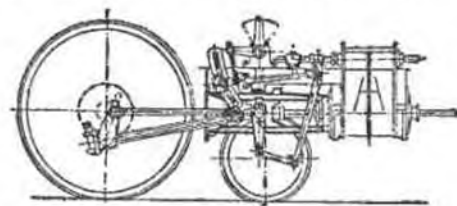


Фиг. 881.

рое перемещение от эксцентрика непосредственно заимствуется от крайнего конца ($\delta = 3\pi/2$); сила его с кулисным камнем осуществляется тягами к золотниковому рычагу. Сооставление эксцентриситетов по общему правилу приведено на фиг. 882; как то следует из чертежа, кривая вер-



Фиг. 882.



Фиг. 883.

шин оказывается прямой линией, при чем, однако, неучтена неточность, обусловленная конечной длиной патуны. Изменение происходит лишь относительно рычажной передачи для одного из имеющихся эксцентриков, а именно, для того, где $\delta = 0$. Кривизна кулисы очерчивается как из центра, из положения точки соединения кулисы тяги, отвечающего обоим мертвым положениям кривошипа, при этом линейное опережение остается неизменным.

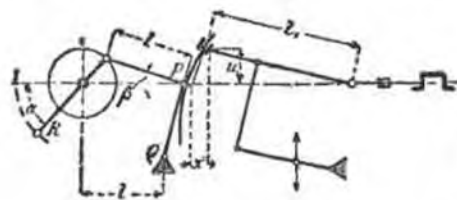
Недостатками парораспределения является обилие шарниров и неблагоприятное влияние их износа; к достоинствам относится малая работа трения, вследствие расположения всех частей привода в одной плоскости, малый излет, непринужденное расположение при лежащем сверху золот-

¹⁾ Bandius, Z. d. V. d. I. 1908, стр. 141, далее фиг. 891, конструкция кулисы по Гельмгольцу.

ние и горизонтальном золотниковом штоке в паровозах, хорошее укрепление кулисы и автоматическое выравнивание наполнений для обеих сторон цилиндра.

Для распределения внутренними граблями следует присоединить золотниковый шток к рычагу между точками присоединения обоих приводов. Игра рессор в паровозах не влечет за собой чувствительных изменений в условиях парораспределения.

Парораспределение Плуца Финка (фиг. 884). Эксцентрик r , заключенный под углом опережения $\delta = 90^\circ$, приводит в действие кулису, выполненную за одно целое с очень короткой эксцентриковой тягой l , при чем, однако, отношение $r : l$ должно быть, по возможности, мало. Радиус кривизны кулисы равен длине l_1 золотниковой тяги. Качающимся рыча-



Фиг. 884.

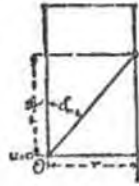
гом PQ кулиса направляется приблизительно прямолинейно. Прямолинейное смещение скользящего башмака, благодаря эксцентрику r , увеличивается еще на величину

$$w = u \operatorname{tg} \beta \approx u \sin \beta = u (r/l) \sin \alpha,$$

вследствие одновременного вращения кулисы вокруг точки P . Этому движению отвечает эксцентрик $r_1 = r \cdot u/l$, имеющий угол опережения $\delta = 0$. Совмещение r_1 с эксцентриком r ($\delta = 90^\circ$) дает некоторый результирующий эксцентрик, согласно фиг. 885. Крайние точки среднего эксцентрика лежат на одной прямой, поэтому линейное опережение неизменно.

Для паровозов это парораспределение плохо применимо, ибо, вследствие игры рессор, подвешивание кулисы постоянно изменяет свое положение относительно ведущей оси, что вызывает неуправляемость в парораспределении; равно и для больших наполнений длина кулисы становится слишком велика, отчего возникают большие давления в приводном механизме и эксцентрисме. Парораспределение Финка по этим соображениям едва ли может найти себе применение в дальнейшем, как механизм для переменного хода.

Подвешивание кулис и золотниковых тяг, выравнивание наполнений. В виду того, что кулиса обычно не направляется прямолинейно, а подвешивается, то точка подвеса описывает круговую дугу, какая-либо иная точка кулисы ∞ - или \circ -образную кривую (фиг. 876), тем более выпуклую, чем дальше данная точка отстоит от точки подвеса, и чем короче качающаяся подвеска. Движение кулисы относительно камня начинается и г р о й камня. Добы, по возможности, уменьшить смещение с этим взнос кулисы и камня, местом подвешивания кулисы выбирают, обычно, ее середину, ибо последняя делает наименьшие отклонения в сторону, и называют достаточно длинные подвески, которые в парораспределении Гукса следует направлять по одной и той же стороне. Вследствие меньшего



Фиг. 885.

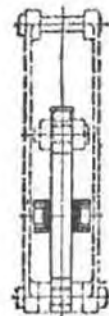
вклоня при одном и том же пути золотника, игра камня уменьшается в случае большей длины кулисы. В особенности в распределении Стеффенсона благодаря этому легко и незаметно меняется линейное опережение, требуемая же высота кулисы становится слишком большой. Если направление вращения машины должно быть особо предусмотрено (например, в паровозах с вращением теплотермом), то кулиса подвешивается за ее конец, отвечающий именно этому направлению.

Для противоположного направления будет иметь место соответственно несовершенное направление кулисы. Подвешивание осуществляется так, чтобы хорда дуги, описываемой точкой подвеса, оказалась параллельной направлению движения золотника (среднее положение подвески перпендикулярно к этому направлению) и стрелка этой дуги делывлась бы последним пополам. То же относится и к подвешиванию золотниковой тяги.

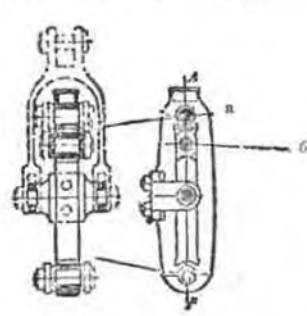
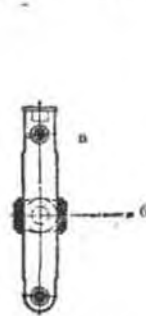
В распределении с двумя эксцентриками длиннее мерного хода (вследствие влияния шарниров) незначительно; при этом сферические тяги лучше, нежели открытые.

Выравнивание наполнений в распределении Гейз и Герга по большей части происходит самостоятельно. Иначе, для этого можно воспользоваться несимметричной формой и положением золотника в тех случаях, когда наполнение в процессе работы должно быть постоянно. Там, где встречаются малые наполнения, изменяется либо кривизна кулисы (у Стеффенсона большего а у Гукса меньшего радиуса для распределения внешними граблями; обратно при распределении внутренними) либо, при распределении внутренними граблями, длина эксцентриковых тяг и вклон направляющей (Гукс). (См. стр. 576).

Наконец, точка подвеса кулисы часто выбирается сбоку от ее средней линии и в направлении к кривошипу. Смещение точек соединения эксцентриковых тяг с кулисой в том же направлении несколько неблагоприятно сказывается при впуске внешними граблями, лучше при впуске внутренними.



Фиг. 886. а — эксцентриковая тяга, б — золотниковая тяга.



Фиг. 887. а — эксцентриковая тяга, б — золотниковая тяга.

Конструктивное выполнение кулис¹⁾. Кулисы могут быть выполнены в виде брусковых кулис (фиг. 888) с полным камнем и вилко-

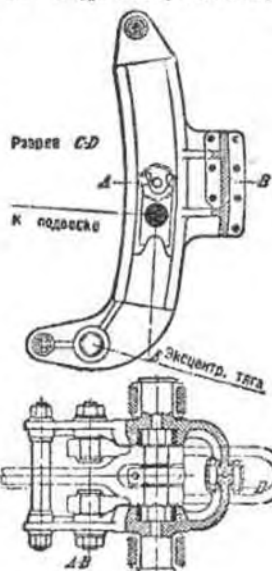
¹⁾ Чертежи заимствованы из книги Leist „Die Steuerungen der Dampfmaschinen“, J. Springer, Berlin.

образными эксцентриковой и золотниковой тягами; в этой конструкции и смазка и защита от пыли усовершенствованы; подвешивание может иметь место только на одном конце кулисы. Кулиса с прорезом (фиг. 887) имеет сплошной камень, равно и здесь эксцентриковым и золотниковым тягам следует придавать форму вилок; подвешивание можно осуществить по середине. Если золотниковый шток в парораспределении Гейзингера (фиг. 881) захватывается слева от кулисы, то последнюю следует снабжать боковыми пластинами согласно фиг. 888.

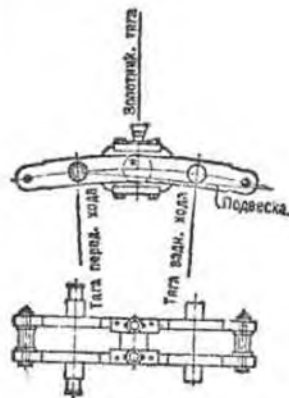
На фиг. 889 представлена корыччатая или закрытая кулиса, для которой золотниковый шток не должен иметь вилкообразной головки, если устройство для перемены хода не присоединяется к той же цапфе. Поверхности скольжения защищены пластинами между собою соединяются фланцами.

Для судовых машин, по большей части, употребляется кулиса с двумя полосками (фиг. 890). Скользящие части охватывают пластины внутри и связываются цапфой для золотниковой тяги; на концах пластины соединены болтами. Если золотниковая тяга не крепится непосредственно к камню, то скользящие части последнего могут быть также соединены особыми поперечными пластинами (фиг. 891, кулиса Гельмгольца).

4. Распределения направляющей серьгой, примыкают к основаниям клапанных парораспределений с принуждением под b (стр. 595). Изменение кривой передачи обуславливается переменной направлением движения эксцентрикового рычага. Чтобы достичь постоянного линейного опережения на обеих сторонах цилиндра, ведомая точка эксцентрикового рычага должна совпадать с точкой вра-

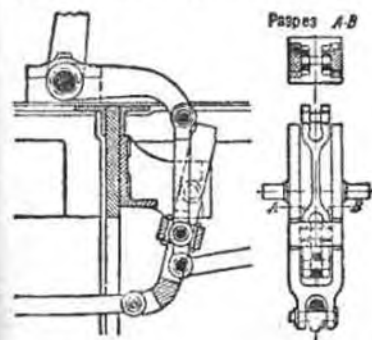


Фиг. 889.



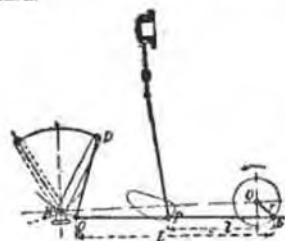
Фиг. 890.

щения направляющей в обоих мертвых положениях кривошипа; это, приблизительно, осуществимо при угле опережения $\delta = 0$, отнесенном к направлению смещения эксцентрика. Золотниковый шток следует располагать перпендикулярно к среднему направлению смещения эксцентрика, дабы получить примерно одинаковые условия при переднем и заднем ходе; строительные соображения иногда противостоят этому, в особенности в многоцилиндровых машинах.



Фиг. 891.

Передающая точка для движения золотника, большей частью, лежит на средней линии эксцентрикового рычага.



Фиг. 892.

Парораспределение Маршалла (Бремме) (фиг. 892). Конец рычага эксцентрика направляется серьгой, точка вращения которой при перемене хода, или перемене наполнения, вращается вокруг того центра, лежащего на пути направляющей точки, который отвечает мертвым положениям кривошипа. Точка передачи лежит между эксцентриком и направляющей серьгой; линия описываемая этой точкой явствует из чертежа. Исследование парораспределения производится по краткому описанию, приведенному для клапанных распределений с принуждением.

Если серьга для рычага эксцентрика заменится прямой направляющей, то получится распределение Гакворта, из которого развились существующие конструкции.

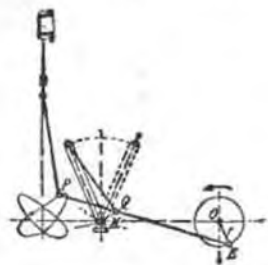
Парораспределение Клуга (фиг. 893 и 894). Направление рычага эксцентрика здесь осуществляется между центром эксцентрика и точкой передачи; центр вращения серьги опять-таки смещается таким образом, чтобы направляемая точка для мертвых положений кривошипа, а тем самым и линейное опережение, оставались бы постоянными. Большой частью среднее положение золотниковой тяги перпендикулярно к оси машины, однако, за недостатком места, иногда оказывается необходимым и другое расположение (фиг. 894).

Среднее, употребительное соотношение между длинами частей рычага эксцентрика и эксцентриситетом r , для первоначального проектирования и при обозначениях согласно фиг. 893 таковы:

$$EP = (5 \text{ до } 7) r, \quad PQ = EP : 2.$$

Половина угла отклонения вала для перемены хода равна $15-20^\circ$ с учетом влияния кривизны направляющей (стр. 595).

Парораспределение Джоя¹⁾ (фиг. 895) для распределения внешними гранями. Если в распределении Клуга или Гакворта с внешней точкой передачи заменить эксцентрик эллиптической серией, приближенной в действие от некоторой точки шатуна (или также движением некоторой точки самого шатуна), то получается парораспределение



Фиг. 893.

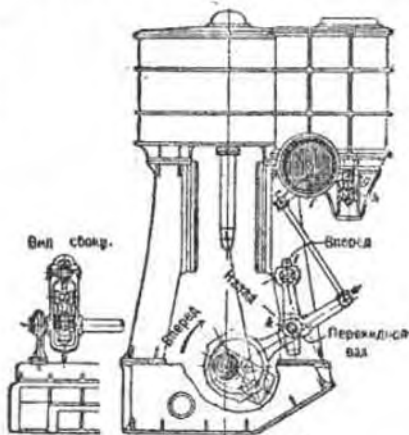
Джоя. Употребительные средние соотношения для первоначального проектирования при длине шатуна L , радиусе кривошипа R и обозначениях согласно фиг. 895:

$$\begin{aligned} CD &= 0,2 L & AC &= 1,5 R \\ AE &= 0,8 R & EP &= 1,6 R \\ PQ &= 0,25 R. \end{aligned}$$

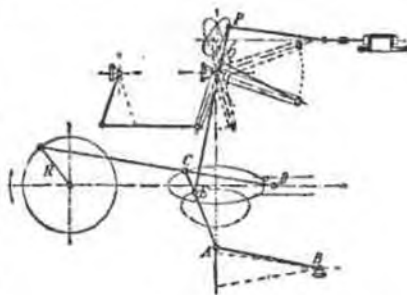
Половина угла отклонения вала для перемены хода снова $15 - 20^\circ$.

При распределении внутренними гранями или при обращении движения золотника двуплечим рычагом, точку передачи на рычаге эксцентрика следует выбирать, как и у Маршалла, между приводом и направляющей. Эллиптическая серия имеет целью уменьшить подъем эксцентрикового рычага и выровнять точности, происходящие от наклонного положения золотника²⁾.

Влияние игры рессор в паровозах для среднего положения мало, однако существенно возрастает с увеличением наклонения.



Фиг. 894.



Фиг. 895.

¹⁾ Z. d. V. d. I. 1886, стр. 1052 и 1887, стр. 588.

²⁾ Leist, стр. 883.

Парораспределение Броуна (фиг. 896). Существенным является замена направления рычага эксцентрика помощью дуги или кулисы конхoidalным, прямым направлением; на чертеже опорная точка A тяги AD и шпиль вращающейся гильзы B , в которой скользит тяга CB , связаны между собой рычагом, вращающимся вокруг неподвижно закрепленной точки M .

Серией, образованной из AD и CB в точке C направляется рычаг эксцентрика CE , точка передачи движения золотнику находится в P . Направляющая CM перпендикулярна к AB и тем самым поворачивается вместе с AB , образующим кривошип распределительного вала, проходящего через M . Влияние игры рессор в паровозах такое же, как и в распределении Джоя.

Конструктивные замечания. Рычаги или рамы для перемены хода большей частью вилкообразной формы или двойные (фиг. 894). Распределительные вала, в особенности для многоцилиндровых машин, в соответствии с деформациями должны выбираться очень прочными. Там, где представляется необходимым оставлять эти рамы открытыми с одной стороны (Джой), они должны быть особенно прочны. Золотниковый шток иногда может быть сделан коленчатым, дабы замкнуть раму с обеих сторон.

Для выравнивания наполнений, как и в кулисных парораспределениях, золотник может быть несимметрично смещен на своем штоке, однако и центр вращения вала для перемены хода может быть несколько сдвинут наружу от направляющей рычага эксцентрика, чем достигается пользование на распределение пара. Кривошип направляющей при обычной конструкции для парораспределения внешними гранями благоприятен; при обращении движения с двуплечим рычагом или при распределении внутренними гранями — неблагоприятен³⁾.

5. Перемена хода помощью некруглых тел (парораспределение Крафта). Эта конструкция очень часто применяется в соединении с клапаным парораспределением в грузоподъемных машинах.

На распределительном валу насажены по два кулака для впуска и выпуска, которые могут рассматриваться, как последовательный ряд некруглых дисков. Перемена хода или изменение наполнения достигаются осевым сдвигом всей распределительной системы. Парораспределение требует для перестановки довольно много силы, вследствие чего часто применяются вспомогательные приспособления (сервомотор).

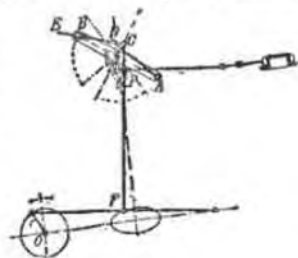
С. Детали паровых машин.

а) Цилиндр.

Конструктивные примеры выполнения см. фиг. 897 и след.

Сообразуясь с сочетанием цилиндра с обычными круглыми направляющими или со станиной вертикальных машин, передний (нижний)

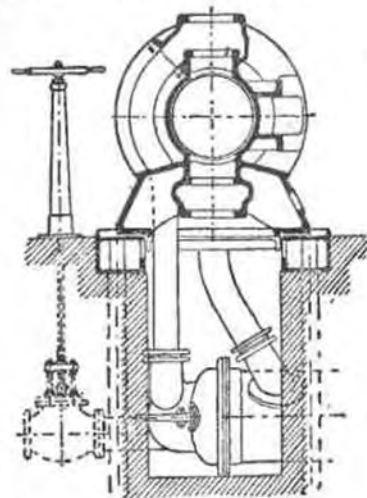
³⁾ Leist, стр. 891.



Фиг. 896.

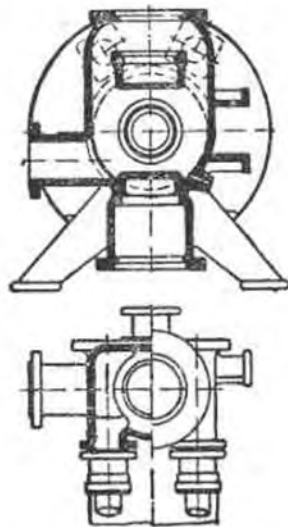
конец цилиндра обычно делается закрытым; в нем предусматривается только маленькое, отвечающее сверляльному шпинделю, отверстие, заглушаемое вставкой сальника. Последняя может быть сделана спереди, со стороны направляющих или (реже) через цилиндр; в последнем случае она свабляется фланцем или уплотняющей крышкой на внутренней стороне два (таанд-машин, стр. 625 и фиг. 912), при этом болты обязательно выходят гайками наружу.

Если диаметр круглых направляющих, вследствие применения высоких давлений пара, оказывается большим диаметра цилиндра, то последний получает спереди конический расширяющийся придаток (фиг. 910).



Фиг. 897.

Цилиндры для перегретого пара изготавливаются без паровых рубашек, ибо обогревание цилиндра затрудняет смазку и выгода его исчезает с повышением температуры. Решающим является в первую очередь соотношение относительно теплового удлинения. На протяжении пути поршня случается избежать каких-либо швов или металла, продольных и кольцевых канав, ребер и опорных лап; каждой из четырех клапанных коробок, кон должны лежать абсолютно вне рабочей поверхности, необходимо давать независимые патрубки для присоединения паровых труб и паровых труб (фиг. 897). Целесообразнее и дешевле применения длинных гнутых труб оказывается устройство впускного клапана на переднем конце цилиндра (угловой или вставленный клапан), прохождение передней части и соединение задней клапанной коробки с передней двумя трубами с сальниками. Благодаря этому пространство под цилиндром становится свободнее и достигается уменьшение теплоизлучения (фиг. 898).



Фиг. 898.

Вместо присоединений труб к клапанным коробкам и раздельно подводных длинных труб, можно найти также, отлитые за одно целое с U-образным соединительным патрубком, для впускного вентили или соединительного фланца. Расположение клапанов в крышке (цилиндрические золотники Кергофа) с так называемым трехчастным цилиндром, предпочтительно в отношении величины и поверхности вредного пространства, однако неохотно применяется, в виду затрудненности доступа, в особенности в конструкции таанд. Соответственное приспособление в прямоточных цилиндрах Штумфа см. фиг. 803. В отдельных случаях в этих цилиндрах употребительны также управляемые вспомогательные выпускные клапаны (тарельчатые, с сечением, отвечающим $\frac{F_c}{80}$ и до

$\frac{F_c}{80}$ или двухседельные) с изменяющейся во время хода степенью сжатия, включаемые длительно или только при пуске.

Выхлоп через прорезы применяется также и в неразделенных цилиндрах. При этом, между прочим, задняя крышка цилиндра используется для пропуска пара (внутреннее и внешнее уплотнение, как по Eisner с двумя, перекрывающимися друг друга, крышками, Z. d. V. & I. 1914, стр. 728).

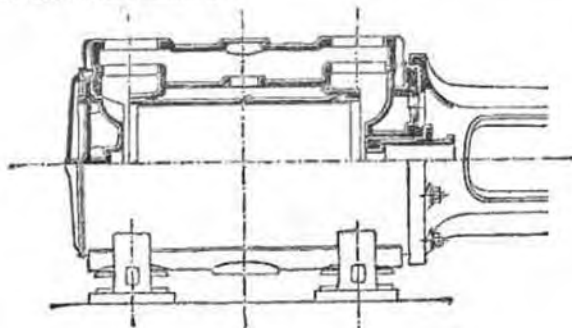
Конструкции с „коротким“ поршнем вначале предполагали расположенный в середине цилиндра ряд прорезов и установленный за ними зазорный орган (клапан или цилиндрический золотник) для предотвращения слишком раннего опережения выпуска, вследствие чего, однако, терялось очень рациональное и энергичное выталкивающее действие поршня. Поэтому, целесообразнее конструкции с двумя рядами прорезов (применяемая также Нипгером), с одной стороны потому, что она дает еще большее уменьшение степени сжатия, а с другой потому, что клапан, затравиваемый предвходом выпуска, может быть ранее открыт. Чертежи прорезов располагаются лишь по небольшой части окружности над клапанами. Фиг. 868 изображает конструкцию Нипгер-Демаг.

Паровые рубашки применялись при работе насыщенным паром и преимущественно, выполнялись при посредстве вдвигаемых втулок из твердого чугуна, дабы одновременно достигнуть хорошей сопротивляемости рабочей поверхности. Уплотнение защемленными медными кольцами — по обжим концам; если цилиндр спереди открыт — то только сзади. Передний конец втулки всаживается слегка на конус (фиг. 899), что требует отличного исполнения. Иначе легко возникают неплотности или ослабление втулки. Не редки случаи разрыва цилиндров из-за неосторожного защемления медных колец.

Следует рекомендовать конструкцию согласно фиг. 900, где втулка вдвинута спереди и уплотнена зажатим медным кольцом. Передняя крышка, равным образом, уплотняется зажимными кольцами и удерживается фланцем направляющих. Ее край опирается на втулку; последняя прижимается к уступу цилиндра. Крышка имеет выемки для прохода пара.

Медное кольцо выбирается шириной до 10—12 мм и высотой до 6 мм, выточка имеет форму заостренного хвоста. Тот же род исполнения следует применять в трехчастных цилиндрах с парораспределительными клапанами в крышке, если при этом действительно воспользоваться втулками. В этом случае втулка не увеличивает вредного пространства.

Закрепление саади (сверху) подвижной втулки с навинченными, загнутым во внутрь фланцем (уплотняемым металлической сеткой и сургучной замазкой) употребительно в судовых машинах, и стационарных же очень редко; нули пара и месту распределения сверху должны обходить вставленный фланец, что ведет к увеличению вредного пространства (ср. отд. Судовые машины).



Фиг. 899.

Изготовление паровых рубашек помощью отливки с двойными стенками требует особой тщательности при исполнении и проектировании в виду появляющихся при отливке напряжений. Рекомендуются солидные толщины шпанок, а равно и выпуклость наружных стенок. Отверстия для удаления шпанки лучше всего делать во фланце круглыми и заделываемыми ввертными пробками.

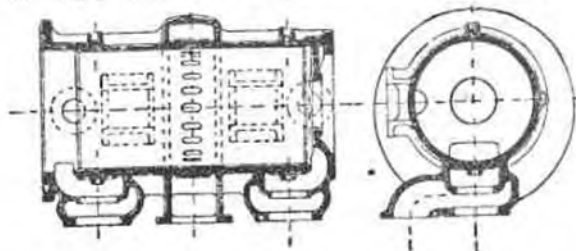


Фиг. 900

Полную безопасность относительно внутренних напряжений при отливке гарантирует конструкция Дё р ф е л л (Фиг. 809), в которой наружная стенка ограничена по концам цилиндра, средняя же часть заменится вставкой из листового железа, приклепанной двухрядным швом (Z. d. V. d. I. 1892, стр. 680).

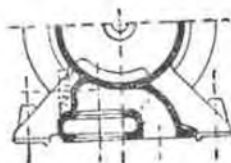
Цилиндры низкого давления с клапанным парораспределением имеют, большей частью, конструкцию старой формы по Фиг. 897 с подводом пара к клапанам через рубашку или помимо нее через придтой кольцевой канал (лучше, нежели односторонний). Это, именно, при выполнении согласно Фиг. 835, обуславливает высокое расположение клапанных коробок и удлинение цилиндров. Рациональнее конструкция с выхлопом через прорезы и с впускными клапанами, расположенными снизу, Фиг. 901 (I Брюнский машиностроительный завод). Здесь впускные клапаны выполнены без гнезд и открываются вниз. Вспомогательные впускные клапаны прикрепляются сбоку и открываются во внутрь, действуя от кулачкового диска с выключаемым роликом. Если желательно применить клапаны, открывающиеся наружу, то гнезда сдут выполнять по форме, употребляющейся для впускных клапанов. Фиг. 902 изображает удобно применимое здесь боковое смещение клапана. Вспомогательный выпускной клапан может быть укреплен сбоку, снизу или сверху. Помимо выгода

выхлопа через прорезы, здесь получается еще и уменьшение потерь при перепуске и сбережение в количестве пара, вследствие отсутствия длинных путей пара, необходимых при установленных сверху клапанах.



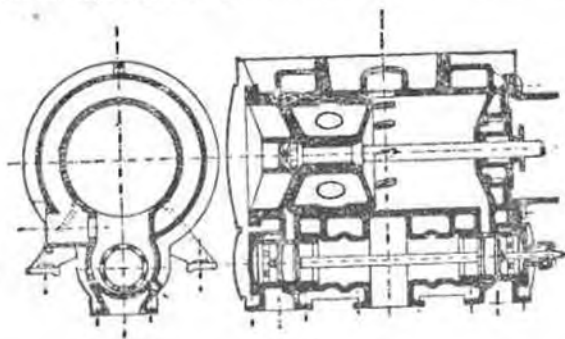
Фиг. 901.

Подобные же выгоды обеспечиваются применением цилиндрических золотников совместно с выхлопом через прорезы (Р. Вольф, Магдебург), где золотник непосредственно обслуживает вспомогательный выхлоп, а сжатие уменьшается на произвольно малую величину (в соответствии с вредным пространством, давлением в ресивере и вакуумом) или столь сильно, чтобы работа без конденсации оказалась возможной без необходимости присоединения вспомогательного пространства. Прорезы должны открываться ранее золотника с тем, чтобы опорожнение цилиндра происходило, главным образом, через них, поэтому длина их выбирается в 20 и выше 25% от хода.



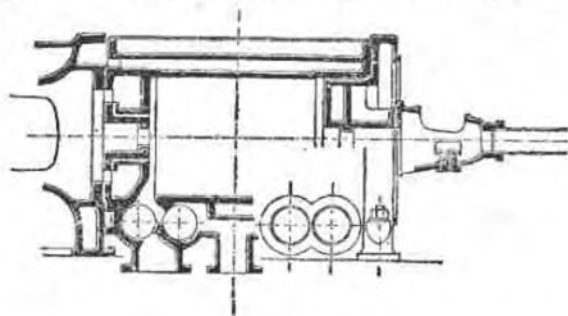
Фиг. 902.

Фиг. 903 изображает выполненную конструкцию ЦПД с золотником под цилиндром, вспомогательным выхлопом внутри и присоединяемым пространством. При обратном расположении золотника для вспомога-



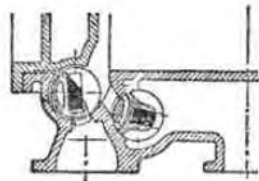
Фиг. 903.

ного выхлопа необходимы соединительные трубы. Размеры проходных сечений распределительных путей следует выбирать очень умеренными (Fc:50)



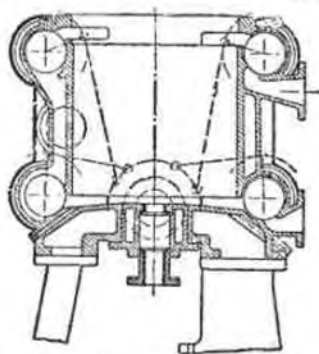
Фиг. 904.

Поворотные золотники Корлесса для ЦНД все реже и реже находят себе применение. В своем обычном виде они изменялись вместо располагаемых внизу цилиндра (или в его крышке)

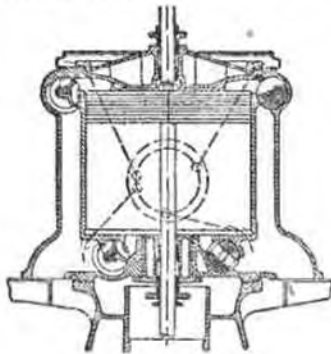


Фиг. 905.

золотников (фиг. 904 и 905) и приводились в действие эксцентриковой тягой или от распределительного вала в тандем-машинах (Z. d. V. d. I. 1906, стр. 1495). Исключительная простота распределения и соединения труб в особенности благоприятно сказывается в вертикальных ЦНД (фиг. 906 или, по Дёрфелю, фиг. 907), где площадь для их обслуживания в значительной мере освобождается.



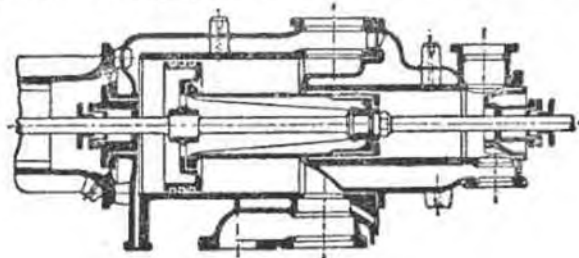
Фиг. 906.



Фиг. 907.

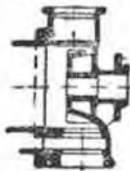
Вертикальные клапанные цилиндры ¹⁾ в очень больших агрегатах выгоднее всего конструировать с клапанами в крышке или днище (Зульцер), вопреки затруднительности в доступе. Напротив, боковое расположение клапанов обеспечивает легкую применимость к определенным формам парораспределения с приводом обоих впускных клапанов сверху или из середины, хотя и без сомнения большее вредное пространство в сложность форм отливок, патрубков и паровой рубашки.

Паровые рубашки для выходящего пара применяются в ЦВД, работающих перегретым паром. Фиг. 908 изображает использо-



Фиг. 908.

вание такой рубашки для тандем-машины Шмидта, работающей перегретым паром (М. В. А. Г. Лрейтфельд и Данек), чем впервые была достигнута полная надежность в эксплуатации этих машин. Равномерное удлинение и охлаждение стенок благоприятно отзывались на смазке и долговечности поршневых колец. Термические недостатки при температурах впуска свыше 30° не ощутительны. Фиг. 909 (конструкция той же фирмы) дает выполнение с расположением клапанов в крышке с обогреванием последней протекающим паром, чем одновременно устраняется и глубокое закаливание крышки в полость цилиндра.



Фиг. 909.

Толщина стенок цилиндра s (см. Детали машин, стр. 102) употребляется в очень широких пределах, собразуясь с условиями отливки; в больших тандем-машинах при ее назначении следует учитывать также продольное удлинение от растягивающих усилий и давления. Толщина фланцев выбирается равной 1,3 до 1,5 s . Толщина стенок и фланцев прилитых патрубков должна выбираться достаточно солидной.

Внутренняя поверхность цилиндра на концах предусматривается с уступами, за которые кольца либо совершенно не заходит, либо заходит лишь на очень малую величину (1—2 мм). Уступ должен полого переходить в рабочую поверхность, дабы облегчить ввод поршня.

Крышки цилиндра строго пригоняются по его внутреннему диаметру (центрируются), при глубоком вхождении в его полость задачу

¹⁾ Z. d. V. d. I. 1899, стр. 1349 и Düssel, Dampfmaschinen, 6 Aufl., Berlin, 1923, J. Springer.

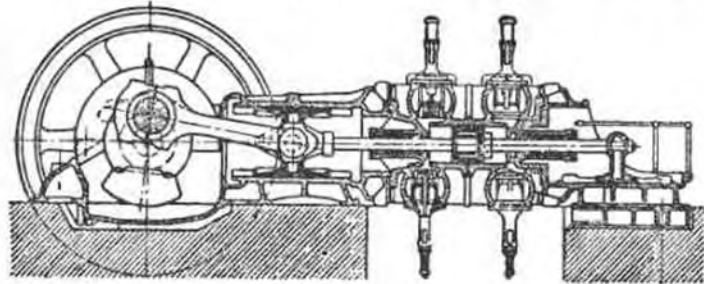
уплотнения лучше всего возлагать на уступы в стенке цилиндра. Клиперитовое уплотнение постепенно вытеснит металлическое на пришабренных поверхностях. Новые конструкции несомненно допускают прохождение пара во фланец или через крышку между двумя уступами стенки цилиндра (Z. d. V. d. I. 1914, стр. 729).

Число крышечных болтов n равно: $n = (D/8) + 4$, где D — диаметр цилиндра в см; при этом шаг болтов не должен превышать 15 см, становясь тем меньше, чем выше давление.

Диаметр болтов определяется из расчета наибольшего давления пара на крышку, а в виду необходимости осуществить ими давление, гарантирующее плотность и от повторного ослабления, допускаемое напряжение на разрыв k , не следует брать больше 300 кг/см². При этом рекомендуются формулы, приведенные в разделе „Паровые котлы“ для болтов и болтовых соединений.

Зазор между крышкой и поршнем, в зависимости от исполнения и длины хода, 5—10 мм; в вертикальных машинах зазор сверху большей частью больше, нежели снизу.

Опора цилиндров. В горизонтальных машинах передней фланец цилиндра, в целях центрирования, заходит внутрь фланца напри-



Фиг. 910

равляющих, соединяясь с ним болтами, при чем край цилиндра (более горячего) следует располагать наружу. В маленьких машинах цилиндр свободно висит. Промежуточная опора допустима лишь при неподвертых круглых направляющих, если последние должны быть предусмотрены очень солидными; лучше расположение на четырех опорах (такие только при неподвертых направляющих) (фиг. 899), или только вадие опору, при отсутствии опор у направляющих или при лежащем положении таковых. При этом цилиндры выполняются, между прочим, и совершенно без опор, что оставляет свободной нижнюю сторону для органов парораспределения и присоединений труб. Опора заднего конца цилиндра низкого давления тандем-машии осуществляется помощью последующей соединительной части, иначе, помощью особо приоблоченного опорного постаменты (фиг. 904) или, за последнее время (как и в больших газовых двигателях), массивной задней направляющей (фиг. 910, Гайомат)

Большие цилиндры для перегретого пара, в случае, если можно предвидеть сильное нагревание задней опоры, должны быть уложены в холодном состоянии несколько ниже горизонтали, ибо иначе болты или фланец переднего соединения могут быть сорваны.

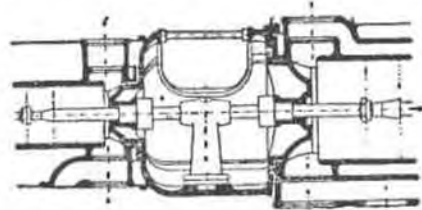
В вертикальных машинах цилиндры большей частью центрируются помощью круглого фланца и насаживаются на выточенные прилипы станин. Фиг. 907 изображает такую конструкцию для двойной станины с круглой направляющей, фиг. 800 — для односторонней с воротничкообразным верхом, а фиг. 923 — для корычато станины.

За исключением последней конструкции, представляющей преимущество в смысле приспособленности к быстрому ходу (смазка под давлением) — односторонние станины лучше выполнять без рошников, соединяя их непосредственно с цилиндрами, в целях свободы нижней стороны цилиндра для установки парораспределения и обслуживания салминок. Сверху цилиндры поддерживаются колоннами, соединяющимися фланцами (фиг. 906) и 4—6 шпильками или несущей ковсолью с запяточком. В дилых колоннах лучше всего пользоваться сквозными натяжными болтами.

Большой частью колонны устанавливаются наклонно, дабы при малом вылете верхней части получить внизу большую площадь основания; они рассчитываются на продольный, а не поперечный изгиб, и на простоту изготовления; места соединений — на расхождение. Опора цилиндра на один лишь колонн имеет место в быстродвижных машинах с коротким ходом, так называемая конструкция Бейлиса, где направляющая кривокофа свободно подвешена к нижней крышке цилиндра. В больших машинах она опирается на поперечную, прилегающую к колоннам. Жесткость конструкции достигается диагоналями и шпильками (Шильгау). Прежде машины этого рода имели применение в заводских установках и судовых станинах.

При разнонаправленных рядах цилиндров, либо станины — сдвигаются в верхней своей части, либо цилиндры в нижней их половине покоятся фланца в случае, если они не могут быть выполнены в блоке, т. е. общей отливкой (для малых размеров). Перенос пара особенно крупными облегчает подсчет тепловых удлинений сравнительно с таковым при переносе через место соединения. Тепловое удлинение увеличивает расстояние между осями цилиндров и поэтому должно быть учтено при монтаже.

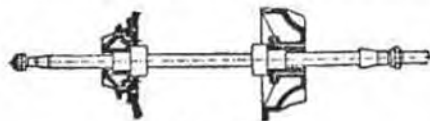
Тандем-машины выполняются вообще с ЦВД позади и спереди у круглой направляющей. Ранее-употребительное обратное расположение употребительно лишь в машинах с цилиндрическим золотником и плоским регулятором, где нежелательно выполнение ЦВД с длинным приводным механизмом (локомотивы тандем) или в коротких клапанных машинах тандем (конструкция Лентца), где, преимущественно, решающей является возможность демонтажа промежуточной крышки и поршня сообразно с ЦВД. В машинах с большим ходом тепловое удлинение при работе перегретым паром дает себя неприятно чувствовать. Поршневой шток должен быть равной толщины при входе в цилиндр низкого давления спереди и сзади, ЦВД сзади несколько тоньше в соответствии с конической ваточкой. Для демонтажа поршня задней крышки ЦВД открывается во внутрь очень просторного промежуточного вена (фиг. 911), затем шток вместе с поршнем отводится назад. После отвинчивания обеих поршневых гаек и снятия поршней, шток обычно



Фиг. 911.

вынимается вперед через круглые направляющие. Если, наоборот, он должен выниматься назад через ЦВД, то, согласно фиг. 911, крышка ЦВД должна иметь особую вставку, крышка ЦВД должна отодвигаться назад; уплотнение ее производится помощью так называемого внутреннего края и крепление — разделенным надвое кольцевым фланцем. Обычно для штифтовых болтов во фланце не хватает места.

Соединительное (промежуточное) звено должно быть очень прочным, ибо, вследствие выреза, в нем проявляется очень сильное эксцентричное



Фиг. 912.

растяжение, в отсюда и изгибающее напряжения. Вырез, в особенности при длинных поршнях цилиндров с вырезом, оказывается очень больших размеров и обычно должен укрепляться съемными болтами (с отклоняющимися вбок лапками и сквозными стержнями или шпильками). В виду получающейся при этом большой длины штока, в больших машинах идут на его разделение в промежуточном звене при прямолинейных направляющих для места соединения. Этим достигается также удобный монтаж штока и сальников.

При неравном шток промежуточное звено снабжается съемной опорой, вкладыш которой залит белым металлом, при чем, если вкладыш устанавливается, то он должен быть особенно хорошо направлен в опоре. Большой частью оказывается достаточной установка помощью подкладок у основания опоры. Можно рекомендовать упругие опоры с пружинами (Dübbel, Dampfmaschinen, 6 Aufl., Berlin 1923, J. Springer).

В целях экономии в длине и весе, а равно и большей доступности, снова приходится обратиться к конструкции разделяющихся и съемных промежуточных звеньев. При этом может быть также использован давно известный способ отодвигания ЦВД. Разделение производится по горизонтальной или вертикальной средней плоскости. Штыки должны быть тщательно стянуты болтами, ибо иначе проявляется неприятное колебание частей.

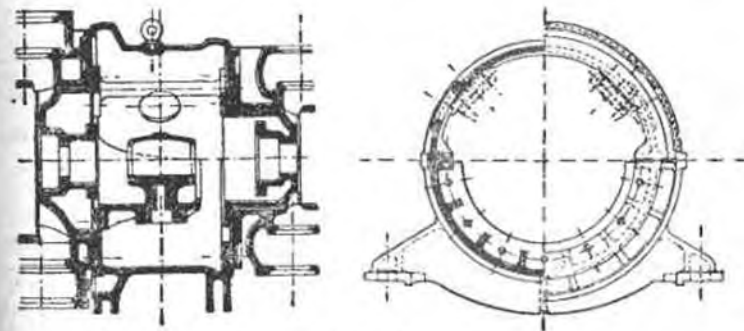
В конструкции Борзига нижняя половина звена прочно закрепляется; верхняя половина заменена съемной крышкой, выполненной внешне соответственно нижней.

Укрепление цилиндра по верхней стороне восполняется двумя, помещенными непосредственно между концами цилиндров, съемными распорными болтами (фиг. 913).

Арматура цилиндров. Спускные краны оказываются полезными при пуске машины и необходимы там, где практикуется прогревание цилиндра при умеренно открытом впускном вентиле; одно лишь обогривание посредством паровой рубашки легко приводит к появлению напряжений. Вентили для прогрева должны отставляться перед впускным, отверстия для индикатора не менее 10 мм (при наличии соединительных трубок 20 мм), вырезка для крана индикатора 1 английский дюйм. Обычное расположение патрубков для индикатора по средней оси сверху

цилиндра нежелательно для индигирования и перевода; рекомендуется устанавливать индикатор в верхней половине цилиндров под 45°.

Смазка цилиндров большей частью приборами, подающими масло под давлением в паровую магистраль, кроме того непосредственный ввод в цилиндр аппаратами запальными или работающими под давлением (в горизонтальных цилиндрах поверху, по обоим концам на рабочую поверхность, в вертикальных с верхнего кольца по окружности); в особенности необходима для машин, работающих в холостую при открытом впускном вентиле.



Фиг. 913.

При очень высоком перегреве низкосортные цилиндрические масла выделяют осадки, оседающие в виде толстых корок на стенках в трубах и паровых камерах, а находясь между седлами клапанов и поршневыми кольцами обуславливают, между прочим, неплотности. Такого масла совершенно не следует пользоваться. До некоторой степени эти затруднения могут быть уменьшены, если, по возможности, избежать склади в паре и смазывать лишь клапанные шпиндели, поршневые кольца и сальники, так как температура в цилиндре ниже. Масляные насосы при малом ходе должны подавать возможно малое количество масла (Mollerup-Ritter). См. также т. I, гл. 6, Материаловед.

Предохранительные клапаны (диаметром около $\frac{1}{10}$ диаметра цилиндра) служат для предохранения от гидравлических ударов при слишком сильном возросшем сжатии, однако, разумеется, не всегда предохраняют при полной скорости.

Во всяком случае, для гарантии от гидравлических ударов ответственные распределительных каналов важно располагать в наименьшей точке цилиндра. (В вертикальных машинах верхняя сторона поршня более подвержена этим ударам, ибо вода поднимается поршнем; это побуждает применять куполообразный поршень и оставлять сверху больший зазор).

б) Подвод и отвод пара.

Подводящая паровая магистраль от котла к машине должна быть по возможности короче и изолирована теплопроводящей массой (т. I, стр. 557, Теплоота: паропроводы и теплоизоляция, вест. отд. 6, XII). Необходимы парозапорные вентили как у котла, так и перед машиной.

Можно рекомендовать особый подотделитель перед вентилем машины (увеличением проходного сечения и уменьшением скорости или отбрасыванием воды благодаря внезапному изменению направления).

Водоотделители целесообразно снабдить автоматическим и доводчиком. Во всяком случае рекомендуется вести паропровод к машине от котла (или сборного паропровода) по возможности с некоторым (легким) уклоном.

Диаметр паропровода назначается сообразуясь с длиной магистрали, сопротивлением в ней и потерями от охлаждения для средней скорости в 25 м/сек при насыщенном и 40—50 м/сек при перегретом паре.

Для последнего приходится уже считать не только с тепловыми потерями паропровода, но и с повышенным расходом машины при уменьшившейся температуре пара, которое и при сравнительно коротких протяженных трубопроводах могут оказаться очень неблагоприятными в том случае, если он слабо нагружен. Обычный расчет на основании объема, отвечающего ходу может таким образом применяться лишь для части паропровода между водоотделителем, оказывающим одновременно и выравнивающее действие, как паросборитель, и цилиндром.

Сообразуясь с площадью поршня и средней его скоростью, сечение паропровода для коротких магистралей можно принимать

$$f \approx 0,03 Fc \text{ для насыщенного пара,} \\ f \approx 0,025 Fc \text{ „ перегретого пара,}$$

при чем для длинных магистралей даже 0,02 Fc дает слишком большие размеры.

Для длинных паропроводов необходима компенсация теплового удлинения, а именно, пружинящими дугообразными или колесчатыми трубами, сальниками, шарнирными соединениями труб и т. д.; для перегретого пара не следует пользоваться медью. В компенсаторах и растяжимых трубах не следует упускать из виду продольный сдвиг от давления пара (отд. Детали машин, стр. 63).

Перепускные трубы и ресивер в комбайн-машинах. Отходящие от ЦВД выхлопные трубы должны иметь сечение минимально 0,03 Fc, лучше даже 0,05 Fc (отнесено к ЦВД) или, если патрубки у цилиндра малы, то должны иметь постепенное расширение до большего диаметра. Соединительная труба, служащая в качестве ресивера, выбирается в сечении минимально 0,03 Fc (отнесено к ЦВД); колено трубы, ведущее к входному патрубку, вообще говоря, назначается из расчета 0,025 Fc или еще меньше на недостаток места. Объем перепускной трубы, включая объем клапанных коробок и кольцевого канала или рубашки, большей частью оказывается достаточным, ибо уже вполне приемлемо, если объем ресивера отвечает таковому ЦВД.

В машинах комбайн благоприятный угол кривошипа (100—110°, кривошип ЦВД опережает) и неблагоприятное предварение выпуска в ЦВД влияют в смысле уменьшения на потерю между диаграммами и делают взаимным ранее употребительные большие ресиверы. Тантам-машины позволяют осуществлять малый объем ресивера. Для противоположных кривошипов (180°) см. стр. 540; при отсутствующем или очень малом ресивере реже проявляется влияние конечной длины шатуна.

При выполнении следует учитывать тепловое удлинение труб, вертикальные части их не должны быть коротки. В ресиверах с двойными

стенками, выполненными с паровой рубашкой, наружная часть должна иметь возможность расширяться независимо, поэтому может быть прочно связана с внутренней трубой лишь на одном конце. По тем же основаниям так называемые промежуточные пароперегреватели выполняются из U-образных труб, проходящих рабочим паром перед выходом в ЦВД.

Конструкция этого рода запрещает ЦВД от слишком высоких температур, однако часто отнимают от пара слишком большой перегрев. Сверх того, спуском воды по большей части совершенно пренебрегают, так что образовавшийся в трубах конденсат, примешиваясь к перегретому пару, увлажняет им в ЦВД. Поэтому следует позаботиться — в уже существующих установках путем соответствующих изменений — о спуске воды как своего пара между ресивером и цилиндром, так и ресиверного пара.

Диаметр в свету паропроводной трубы лишь в случае принудительного выхлопа рассчитывается меньше, чем то следует по значению 0,03 Fc; при длинных выхлопных паропроводах (отопление, использование отработавшего тепла) расчет ведется согласно т. I, отд. Теплоота: движение по трубопроводам при 15 м/сек (равномерное течение) или менее.

Паропроводная труба для работы на конденсацию лучше по значению 0,05 Fc; для центральных конденсационных установок можно рассчитывать по скорости пара в 100 м/сек, отнесенной к удельному объему (давление 0,25—0,15 ат, удельный вес 0,16—0,10, т. е. в среднем 0,13, объема на 1 кг от 6 до 10 м³).

По Вейсу диаметр d для количества пара D за одну минуту в кг:

$$\text{для коротких паропроводов } d = D \cdot 0,4 : 15, \\ \text{для длинных паропроводов } d_t = (1 + l : 600) \cdot d,$$

при чем считается в метрах от машины до конденсатора.

Использование отработавшего пара см. стр. 665. Подогреватели, работающий мятым паром см. на стр. 461. При машинах с конденсацией равным образом часто включаются подогреватели, дабы подогреть питательную, уже очищенную воду или осочиненную для очистки. Получаемая теплота воды в зависимости от вакуума 35—55°. Поверхность нагрева 5—10 м² для 1000 кг воды за час. Многokrатное пропускание воды через трубы; рекомендуются свободные проходные сечения для пара между ними, а равно впуска и выпуска. Эти подогреватели следует устраивать возможно ближе к цилиндру, дабы использовать толчок выхлопа; многократное изменение направления пути пара весьма и увеличивает противодавление в цилиндре.

Подогреватели воздуха выполняются в виде цилиндрических тел с узкими латунными трубами, через которые воздух прогоняется вентилятором, служат для обогрева и удаления тумана; иногда делаются с железными трубами, замурованными между двумя камерами; воздух обтекает трубы, предназначаясь для сушильных устройств. Первые устанавливаются вблизи машины; вторые большей частью поодаль с длинными под- и отводными паропроводами, в виду чего необходимо подсчитывать потерю вакуума для машины, равно и при длинных вакуумных магистральных для обогрева. В качестве запирных органов следует применять исключительно задвижки. По подсчету см. Теплопередача, т. I, отд. Теплоота и т. II, отд. Отопление и вентиляция.

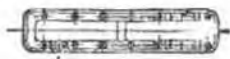
с) Рамы.

Рамы должны непосредственно воспринимать различные возникающие усилия. При этом напряжений в фундаменте следует безусловно избегать. Плечи действия сил следует изводить до наименьшей возможной величины; поэтому, высота оси цилиндра над рамой, т.е. строительная высота горизонтальной машины над фундаментом должна быть по возможности мала.

Примеры: рамы для горизонтальных машин. Фиг. 914 изображает плоскую раму с насаженными на нее направляющими кривоштанга с 4-ми поверхностями скользящего, фиг. 915—раму с направляющими в виде стола, фиг. 916—918—круглые направляющие, большей частью вращающиеся, при этом фиг. 917 со свободными направляющими и цоко-



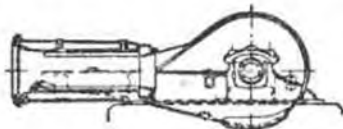
Фиг. 914.



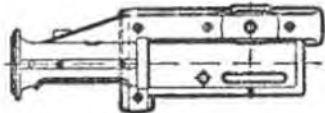
Фиг. 915.



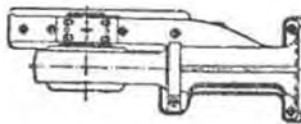
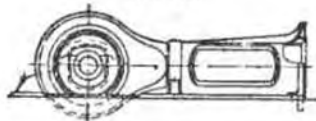
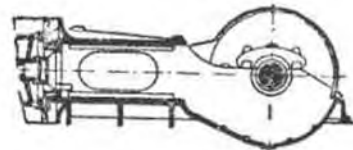
Фиг. 916.



Фиг. 917.

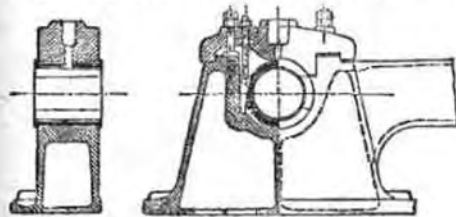


Фиг. 918.

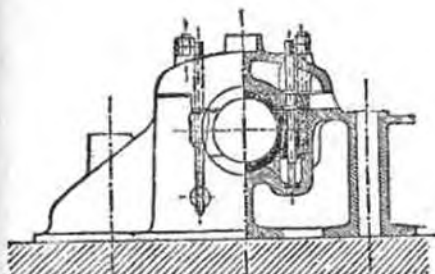


d) Коренной подшипник.

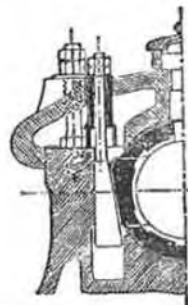
В горизонтальных машинах большей частью выполняется из четырех частей, причем одна, или обе боковые части вкладыша могут быть устанавливаемы. Последнее обеспечивает строгое выравнивание вноса; однако установка в большинстве случаев не делается достаточно точно. Поэтому все больше и больше стараются применить простейшую конструкцию, пригнанные по всей окружности вкладыши с тонкими листовыми прокладками. Старые конструкции для установки пользовались боковыми винтами или клиньями, работающими либо „на давление“



Фиг. 919.



Фиг. 920.



Фиг. 921.

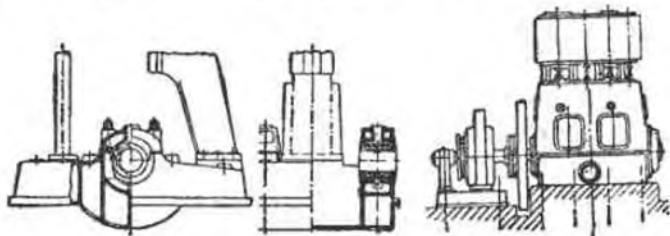
(фиг. 919 и 920 слева), либо „на растяжение“ (фиг. 920 справа, 921). Последние предпочтительны. Применяется один широкий клин с одним винтом или два-три узкие, вводимые в прорезы в теле подшипника и прижимающиеся к вкладышу выдающейся вперед или врезанной в него наклонной поверхностью. При хорошей работе можно допустить подтягивание установочных клиньев гайками на крышке подшипника (плотно притянутой). При этом, однако, нельзя упускать из виду, что установка не является от крышки. Конструктивный пример исполнения на фиг. 920 дан для широких, а на фиг. 921 для узких натяжных клиньев. Полость клина должна быть замкнута снизу, дабы масло не могло вылиться на фундамент. Подшипники с косою плоскостью разреза предпочитают для вальчатых рам машин вобольших размеров (колячатый вал), если не предпола-

лем вкладыш фундамента под балкой. Все больше заменяют себе место вальчатые рамы для прямоходовых и тяжелых tandem-машин (так напр. конструкция MAN фиг. 918). Отличительным, характеризующим новейшее выполнение, является применение корыта над кривоштангом и шатуном, в качестве защиты от попадания масла на станшу и в целях достижения большей жесткости рамы, при чем корыто чаще всего отделяется с ней за одно целое. Свободные поддерживающие балки (фиг. 919) применяются сравнительно редко.

гается никакого другого подшипника для коренного вала. В этом случае последний также размещается по наклонной плоскости.

Вертикальные машины снабжаются жесткими пустотелыми фундаментными опорами. Фиг. 922 изображает корытообразное выполнение под подшипниками с замкнутым желобом для масла в целях достижения большей прочности на изгиб и простоты сборки. Подшипники из двух частей, разделенные горизонтально, с кольцевой смазкой.

Все коренные подшипники заливаются белым металлом; для вкладышей применяется чугуное или стальное толстостенное литье. Вкладыши должны точно пригнаться в теле подшипника по цилиндрической поверхности; целесообразно делать нижнюю часть вкладыша выворотной вверх при небольшом поднятии вала. Предохраняющим приспособлением от поворота во время работы служит упор или штифты.



Фиг. 922.

Фиг. 923.

Конструкция сомнутых рам вертикальных машин с большим числом оборотов дана на фиг. 923. Весь передаточный механизм заключен в коробкообразной станине, разъемной по плотности разъема подшипника. В маленьких агрегатах коробка делается неразъемной; вал заводится через боковые отверстия. Через них же монтируется и обслуживается плоский центробежный регулятор. Кроме того, коробка снабжена крышками.

Перишневые и золотниковые штоки перед входом в коробку еще раз проводятся через сальники, дабы задержать воду и масло. Смазка производится под давлением. В малых машинах может быть достаточно масла, разбрызгиваемого из коробки кривошипа. Вкладыши выполняются с соответствующими вырезами и упорителями.

е) Оборудование паровых машин.

Тщательная изоляция всех нагреваемых частей нетеплопроводной массой и обшивкой из листового железа; последние на нагретые железные части опирают на асбестовую прокладку, лучше же крепить к отдельным точкам опоры или ребрам. Демонтаж должен быть возможен без каких-либо повреждений.

Смазка подшипников, цапф и эксцентриков лучше всего циркулирующим маслом, с насосом и непрерывной очисткой. Маленькие части снабжаются фитильными или капельными приспособлениями и, во всяком

случае, из общего резервуара. Устройство ряда масляных резервуаров дает возможность сберечь в количестве и длине труб.

Для экономии в расходе масла важно принимать меры для предупреждения его разбрызгивания в виде чашек, отражательных листов или вполне сомкнутых стенок, чтобы капли масла могли стекать. Повторное употребление самоочевидно, однако, следует заботиться о том, чтобы цилиндрическое масло у сальников и т. п. удалялось отдельно, иначе происходит частые перебои в работе капельных устройств, т.-е. труб и фильтра. Сравн. также т. I, XIII раздел, отд. 6, Материаловедение.

1) Конденсация.

Количество тепла i_k , подводимое к конденсатору в 1 kg пара обычно принимается равным 625 kcal, соответственно давлению 0,25 ат abs, однако, в виду эластичности пара и охлаждения паропровода к конденсатору, достаточно принимать $i_k = 600$ kcal/kg. В паровых машинах по большей части i_k равно 580 и до 560 kcal/kg; значение это может быть еще уменьшено благодаря охлаждению, в особенности при длинных магистралях в центральной конденсационной установке или при включении в сеть подогревателя.

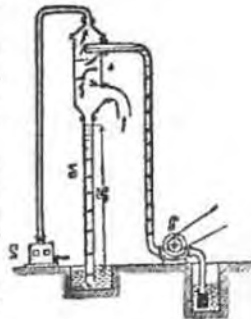
Следует иметь в виду, что из всего количества тепла C_1 kcal/i P S h, отменяющего расходу пара машиной C_2 kg/i P S h отдается тепловой эквивалент работы 632,3 kcal/i P S h и от 30 до почти 100 kcal/i P S h на теплоизлучение (вообще говоря в сильной зависимости от местных условий). Кроме того из приведенного количества тепла C_1 i следует вычитать теплопотери i_m образующиеся в конденсате C_m kg/i P S h из паровых рубашек, соответственно давлению в обогреваемых пространствах. В этом случае конденсатор достигает лишь $C_1 - C_m$ kg i P S h.

Между абсолютными давлениями в 6 и 12 ат. i для сухого пара от 660 до 668 kcal/kg, при 3% влажности пара i = 640 — 650 kcal/kg, при перегреве от температуры насыщения $t = 158 - 187^\circ$ до 250° , i (теплоемкость i по Молье, т. I, отдел Теплово, стр. 526 пара) = 708,8 до 703,8, при перегреве до 320° i в тех же пределах 742,2 до 737,1 kcal/kg, например, для одноцилиндровой машины при 6 ат. $C_1 = 9$ kg, $C_m = 0,3$ kg.

$i_k = (9 \cdot 640 - 632,3 - 50 - 0,3 \cdot 160) : 8,7 = 578$ kcal/kg,
для машины, работающей перегретым паром при 12 ат и 320° $C_1 = 4,2$ kg,
 $i_k = (4,2 \cdot 737,1 - 632,3 - 100) : 4,2 = 562$ kcal/kg.

Охлаждающая вода, при подаче из колодца имеет довольно постоянную температуру t_w около 10° , из рек и прудов, в зависимости от расположения и времени года, около 25° , при возвратном охлаждении (градирни) при благоприятных условиях $25-30^\circ$, но иногда и выше 40° .

1. Конденсация смешением. Охлаждающая вода приводится в конденсаторе в непосредственное соприкосновение с паром и притом обычно присасывается благодаря разрежению до высоты 7 м при скорости в трубе 1—2 м sec, в dalje возможно лучше распыляется вращающимся крапом или конусом, либо брызгалками или водосливными (фиг. 924). При длинных трубопроводах следует тщательно подсчи-



Фиг. 924.

тат сопротивления в трубах, краев, коленах, клапанах, всасывающей сетке и брызгалке.

Температура смеси (температура в конденсаторе) t_k , при поршневых паровых машинах в случае, если подача холодной воды обеспечена, обычно не ниже 30° , иногда $35-40^\circ$, для получения более теплой питательной воды, что, однако, чувствительно ухудшает расход пара термически правильно построенными машинами.

Количество охлаждающей воды m на 1 кг пара определяется из $i_k + m t_w = (m + 1) t_k$ (при чем t_w и t_k температура для теплоты жидкостей см. т. I, стр. 581, табл. 6 для насыщенного водяного пара под графой i'). Для средних условий $m = 25-30$, при теплой охлаждающей воде обычно не выше 40, вследствие чего t_k и соответственное давление в конденсаторе p_d становятся выше. Если продукты конденсации отсасываются совместно микровоздушным насосом, что преимущественно встречается в поршневых машинах с самостоятельной конденсацией (параллельный ток), то давление в конденсаторе $p_k = p_d + p_k$ т.е. больше на величину давления находящегося в конденсаторе разреженного воздуха; при всрванных воздушных насосах, плотных салынках и трубопроводах p_k может быть сведено до 1 см, но чаще равно 2—3 см ртутного столба.

Следует сравнить показания вакуумметра с одновременным положением ртутного барометра (в зависимости от уровня моря и погоды); разница дает $p_d + p_k$, например, при барометрическом давлении в 73 см в показании вакуумметра 64,5 см, $p_d + p_k = 8,5$ см; если $t_k = 40^\circ$, то $p_d = 5,5$ см и, следовательно, $p_k = 3$ см. Соответственно большие значения p_k указывают на чрезмерный приток воздуха через салынки, неплотности во фланцевых соединениях, или на недостаточность или несправность воздушного насоса (стр. 644).

При конденсации противотоком вода и воздух, или также и пар, движутся в конденсаторе прямо противоположно, вода и воздух отводятся порознь, последний в месте поступления холодной охлаждающей воды, вследствие чего и давление отбсает вольно близкое некоторой вышней температуре t_w . Иначе обстоит в месте, где вступает пар и выходит нагретая вода, именно давление пара отвечает более высокой температуре, но одновременно и давление воздуха будет ниже. Поэтому давление в конденсаторе лишь немного выше p_d , и оказывается возможным обойтись меньшим количеством охлаждающей воды и достичь лучшего вакуума.

Эти выгоды особ-по хорошо выявляются там, где приходится иметь дело с теплой охлаждающей водой или с использованнем нагретой, вытекающей из конденсатора воды и там, где в отработавшем паре содержится много воздуха или газа.

Вода часто отгоняется помощью так называемой барометрической спусковой трубки (фиг. 524) (H около 12 м), воздух отсасывается сухим воздушным насосом L (золотильной насос Вейсса или подобные ему). Подпорки в трубе вода захватывает с собой значительные количества воздуха и таким образом разгружает сухой воздушный насос. По Виртингову отвод воздуха улучшается при наличии струйных присасывающих аппаратов. Подвод охлаждающей воды по Вейссу производится особым насосом P , поддерживаемым в своей работе вращающимся действием конденсатора, в который напорная труба входит с в е р х у. Вход пара имеет место на нижнем конце конденсатора, поэтому отработавший пар должен быть высоко поднят (удаление воды из пара глед за машиной). При возвратной конденсации конденсатор устанавливается так высоко, чтобы спускающая вода могла бы выливаться в оросительный желоб из приемника, куда входит (под ваку) спусковая труба.

Конденсация противотоком без барометрической спусковой трубы с сухим воздушным насосом, отсасывающим вверху,

и отводом стекшей воды поршневым насосом, затруднительна, ибо последний при частичном наполнении, вследствие меньшего количества воды, свободной от воздуха, часто бьет. Поэтому Балъке пользуется соответственно глубоко установленным насосом, находящимся под постоянной заливкой для теплой воды и регулированием положения уровня воды в конденсаторе помощью воилана. Применяемость с равными нагрузками требует изменения в числе оборотов, чем, однако, иногда можно преобрь. Новейшие конструкции применяют в конденсаторе центробежные насосы для воды и воздуха по предложению Вестингауз-Леблана (стр. 640). Особые конструкции: Балъке, Броун, Боверн, АЕК (Industrie u. Technik, 1920, тетр. 5, К. Hoefler). При электрическом приводе воздушного насоса для всрскивающей конденсации в виду опасности затопления конденсатора при обрыве или соскальзывании ремня или при остановке мотора, таковой должен быть снабжен поплавком с рычагом, открывающим выпускной воздушный клапан при подъеме воды, дабы уничтожить вакуум. Открытие предохранительного клапана на конденсаторе привлекает внимание наблюдающего за установкой при всякой порче вакуума. Кроме того, устанавливаются автоматические выхлопные заслонки, клапаны или несколько предохранительных вентиляей, проходные сеченья которых оказываются достаточными для выпуска пара уже при избыточном давлении в 0,1 ат, пока это не будет замечено наблюдающим.

Объем всрскивающего конденсатора в единичных конденсационных установках паровых машин, в виду произвольности в расчетах, довольно различен. Выпoлнения: в виде расширения выхлопной трубы (вблизи цилиндра), установленного рядом с воздушным насосом или входящего в корпус последнего. Объем (исключая выхлопную трубу) 0,5 от рабочего объема ЦИД или более; либо 5-ти (до 10)-кратный рабочий объем воздушного насоса двойного действия; либо 15—20-кратный объем секундного всрскиваемого количества воды. Для конденсаторов Вейсса, всрскивающих конденсаторов для паровых турбин и центральной конденсации отношение их объема к секунднему объему всрскиваемой воды составляет 25 и до 60, в особенности для конденсаторов с большим водяным объемом (уравновешивающее действие при колебаниях в работе по Балъке, Кисельбаху, Вейссу, сравни также D u b b e l, Dampfmaschinen 6 Aufl.).

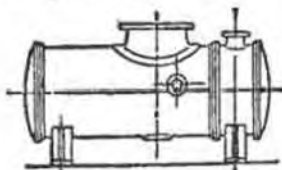
2. Поверхностная конденсация. Отработавший пар и охлаждающая вода разделены стенками труб и большей частью направляются по принципу противотока; охлаждающая вода уходит при температуре, лежащей на $10-15^\circ$ ниже температуры, отвечающей давлению отработавшего пара; при особом направлении путей оттекания и противотоке ниже на $0-5^\circ$. Количество охлаждающей воды $40-50$ -кратное, для паровых турбин часто еще больше. Подвод почти исключительно центробежными насосами, расход воды которых определяется в зависимости от сопротивления в трубах [в зависимости от скорости воды (до 2,5 м/сек) от 1 до 8 м вод. столба] и от высоты подъема. (При возвратном охлаждении насос должен поднять воду на высоту оросительного желоба, высота подъема прядя не меньше 6 м, поэтому преодолеваемое сопротивление около 12 м вод. столба или более). При заборе воды из проточного источника может быть использовано включение особого подъемника.

Отходящая вода возвращается ниже уровня, чем вновь выигрывается высота падения.

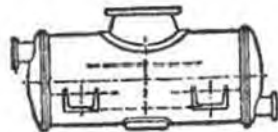
Удаление воздуха и конденсата производится либо совместно микровоздушным насосом, либо раздельно: в старых конструкциях сухими золотинковыми воздушными насосами и насосами для конденсата с плунжерными или дисковыми поршнями; в новых выполненных центробежным воздушным насосом (с подводом воды) и такими же насосами для конденсата; с некоторыми пор входят себе все более и более распространенное применение эжекторы, работающие водой (MAN) или паром (Hesse) и при том либо самостоятельно, либо в помощь центробежным насосам¹⁾.

Конструкции: закрытые поверхностные конденсаторы чаще цилиндрической формы с плоскими трубными решетками (для морской воды из бронзы или никелированных латуны) или пластин, в прочих случаях из железа с предохранительной окраской), между которыми протянуты бесшовные латунные трубы (для морской воды дуженые с обеих сторон). Вода проводится по 2—4 отделенным впад и выверт сквозью трубы; пар поступает сверху и либо направляется раздельными стенками по тому же числу отделений, либо пересекает трубы поперечным током.

Конструкция Галля — пар проходит через трубы — больше уже не применяется. Также неудобствительно и радиальное размещение раздельных стенок. Последние устанавливаются параллельно, горизонтально или наклонно, согласно фиг. 925 и 926;



Фиг. 925.



Фиг. 926.

при данных трубах поддерживаются вертикальной промежуточной стенкой при разделении надвое потока пара. Конденсат отводится внизу вместе с воздухом, или же встречается раздельный отсос воздуха от некоторого, выше расположенного, места, при чем следует избегать о наплывом охлажденный воздуха соответственным расположением раздельных стенок и направлением циркуляции воды.

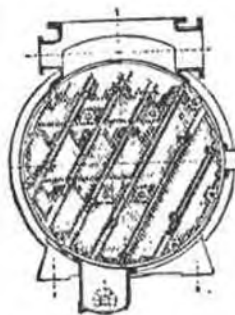
При наклонно расположенных раздельных перегородках конденсат из первого отделения, собирающийся на поверхности стенки, может отводиться отдельно, дабы получить более высокую температуру и уберечь вышние трубы от смачивания стенкой воды (ухудшение теплопередачи). Тип такого давно известного устройства и особенности развит в так называемом Contraflow — конденсаторе с сходным с ним конструкцией (конденсаторы с поперечным током) (фиг. 927). В этом случае проход пара совершается по ширине конденсатора, первое отделение снабжается вертикальной раздельной перегородкой ради разделения потока пара и отвода горячего конденсата; она составляет почти 0,75 всей охлаждающей поверхности. Остаток располагается сбоку и служит для охлаждения воздуха.

ОГ — конденсатор завода Броун-Бовери (фиг. 928) обладает свободным, сужающимся к низу центральным пространством, распределяющим вход пара по всей ширине в расположенные по обе стороны группы труб с большой поверхностью соприкосновения. Воздух отсасывается с обеих сторон; каждый из вертикальных дырчатых перегородок вместе с уменьшенным проходным сечением обеспечивает равномерное протекание. Направление движения воды производится раздельно для той и другой

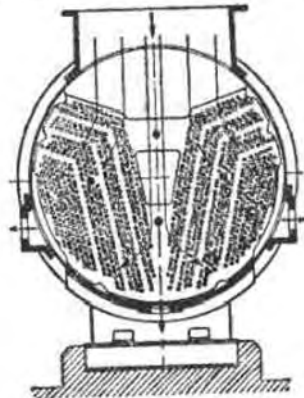
¹⁾ K ö n i g e r, Z. f. Turbinenw. 1914, стр. 249 и след.

половин, так что одна сторона может быть выключена и во время работы после открытия крышки (крышечные джери) может быть прочищена. В другой половине одновременно возрастает скорость воды, вследствие чего уменьшается теплопередача, и общая потеря в высоте вакуума очень мала (около 2%).

Охлаждающая вода движется по трем путям; водные камеры установлены почти перпендикулярно, так что имеет место противоток; при этом выходящий конденсат попадает только на трубы той же температуры, становится теплее чем обычно на 5°, а иногда и больше при том же вакууме; таким образом напряжение охлаждающей



Фиг. 927.



Фиг. 928.

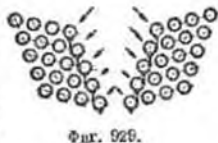
поверхности может быть увеличено на 20—30%. Спирит аналогично используется боковой подвод пара и располагает трубы так, что они (Z. d. V. d. I. 1924, стр. 1121) смещены друг относительно друга примерно на половину диаметра (фиг. 929), так что стекающая по середине вода встречается с последующей шире трубой по касательной, смачивая таким образом только четверть дна окружности. (Сомнительно, во всяком случае, чтобы при существующих скоростях масла бы место вертикальное падение воды).

В конструкциях согласно фиг. 925 и 926 сечение отдельной постепенно уменьшается в направлении прохода пара соответственно уменьшению его объема (число труб около 0,45, 0,25, 0,15, 0,15 или 1/3, 1/4, 1/5, 1/6). В первом отделении благодаря высоте труб облегчается проход для пара. Внешние трубы для защиты от толчков пара и увлекаемой им воды иногда имеют большую толщину трубок. Дырчатые перегородки в месте входа для защиты труб более не применяются.

Конструкция и длина конденсатора находится в том соотношении с диаметром труб, что полная длина последнего нормально не должна превышать 80—160-кратного внешнего диаметра трубы, в предельном же случае не свыше 130-кратного. Узкие трубы имеют диаметр 16—22 мм (морские), толщина стенок 0,7—1 мм, бо же широкие трубы в диаметре 25—32 мм при толщине стенок 1—1,3 мм. При последних можно осуществить как сепараторы длиной от 3 500 и до 4 200 мм по наружному обмеру, однако, если не имеется особых оснований, то приходится применять более узкие трубы. В конденсаторах морских установок при чем приходится применять более узкие трубы, является необходимым прямоугольного или треугольного сечения с узкими трубами, является необходимым придать широкую жесткость пластин, при чем проход пара совершается поперек конденсатора одновременно через все его отделения.

Закрытие и уплотнение труб и трубных решетках производится раздельно (при соответственном качестве материала труб²⁾ или, большей частью, уплотняющими

²⁾ Условия приемы: испытание внутренним давлением от 20—30 ат. (в зависимости от диаметра и толщины стенок), испытание на сплюсывание и нормальный изгиб сплошной трубки вокруг проволоки диаметром 5 мм, раздача конической оправкой на 30% от диаметра без появления трещин.



Фиг. 929.

применено. Аналогичные устройства могут быть также рекомендованы для конденсации смесением. Маслоотделение может также производиться центрифугами.

При заказе в приемке маслоотделителей для машин с конденсацией необходимо особенно строго следить за тем, чтобы потеря вакуума не превышала 1 см ртут. столба, что безусловно достижимо при правильном устройстве.

3. Струйная конденсация, центробежные конденсаторы, центробежные воздушные насосы. Струйный конденсатор Кертинга. Отработавший пар поступает в конусообразное пространство, окружающее смесительное сопло и через многочисленные, скошенные отверстия попадает в последнее, где встречается с рядом струй охлаждающей воды (выходящих из группы узких сопел). В выбрасывающей части (диффузоре) прибора происходит преобразование скорости в давление и присосанный воздух сжимается до наружного давления.

Аппарат всегда устанавливается вертикально, спускная труба внизу на длине 0,6 м идет вертикально, прежде чем наступает поворота направления.

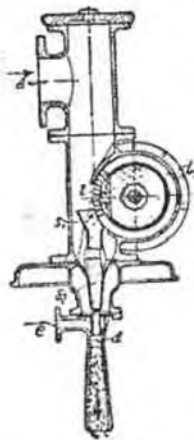
Анциклонное о-во Лалали резонирует 60—65-кратное количество охлаждающей воды для получения вакуума в 88—90% и длинную выхлопную трубу (при давлении в 0,1 ат абс, объем в 15 м³ на 1 кг отработавшего пара при скорости его в 50—55 м/с; высота напора 7—8 м, скорость воды в подающей трубе 1—1,3 м/сек; спускная труба несколько уже).

Если возможно удовлетвориться меньшим вакуумом в 80% (85% при очень холодной воде), то достаточно 50-кратного количества воды при несколько меньшем аппарате.

Центробежные конденсаторы по Колюбу дают возможность получить при полном подводе воды к центробежному насосу и устанавливаемым сопловым стенкам дискообразную струю, вступающую в кольцеобразное сопло. В позднейших выполнениях применялись лишь для отсоса воздуха (Тиссен-Пфлейдерер). В качестве воздушных центробежных насосов могут быть также приведены насосы комбинированные в одно целое со струйным прибором (соплом) (Бейге и Кюндля).

Центробежные воздушные насосы отличаются тем, что дают прерывистую струю воды, вследствие чего образуется так называемый водяной поршень; выполняются в различных конструктивных оформлениях:

Вестингауз-Леблана. К рабочему колесу l_1 насоса вода подводится лишь частично при l . При использовании насоса для струйной конденсации, рабочая вода вступает в ряд расположенных друг за другом сборных сопел s_1, s_2 (фиг. 931), а затем в выхлопной конус d . Вход пара при этом происходит в A .

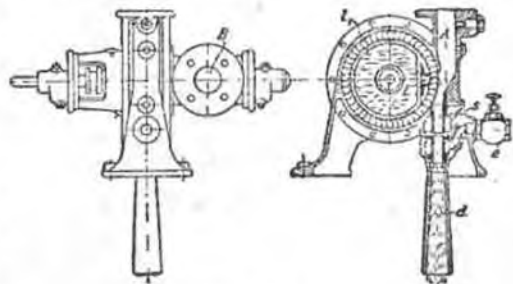


Фиг. 931.

Величины	40	60	0	01
Количество пара кг/ч при температуре воды в 15°	500	1 000	2 000	3 000
Расход воды на валу насоса в P. S.	3	4,5	7,5	12
Нормальное число оборотов в минуту	1500	960	960	960

Для больших количеств пара той же фирмой устраиваются конденсационные установки работающие смешением (начиная с 1500 кг и свыше 80000 кг/ч) снабженные оригинальными наклонными соплами в отдельной нижней части конденсатора, из которой поршень откачивается сверху воздух, а снизу вода. Последний удаляется центробежным насосом, присоединенным к водяному пространству через обратный клапан; насос этот может поднимать воду на значительную высоту, так например, на градирню (см. стр. 632).

Воздушный насос Вестингауз-Леблана работает с непрерывно циркулирующим количеством воды (вход при B) и имеет лишь одно сопло s (фиг. 932). Число оборотов в минуту для находящихся на одном и том же валу обоих центробежных насосов равно 960 для часового количества пара до 7200 кг, 720 до 16200 кг/ч и 480 для большего. Расход воды на конденсацию смешением для 30-кратного количества теплой воды, в предположении высоты полного напора в 12 м (около 1,5 м высоты напора сверх насоса теплой воды) определяется по коэффициенту полезного действия, равному 36% включая и работу воздушного насоса. Для порвостной конденсации насос Вестингауз-Леблана нормально дает 1500—2500 об/мин. при отъединении фланца, т. е. без подвода воздуха, насос этот дает так называемый теоретический, отвечающий температуре воды, вакуум. Расход воды немногим больше, чем для порвостной конденсации на ту же производительность с выравниванием давления.



Фиг. 932.

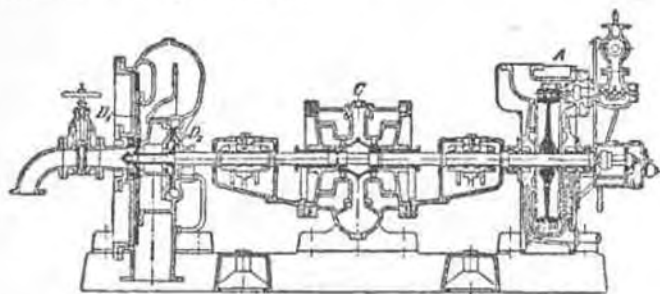
Пуск в ход производится помощью нагнетаемой воды или вспомогательным паровым соплом при e .

Всесообщая Компания Электричества. Подвод воды производится по всей окружности рабочего колеса, вход циркулирующей воды (охлажденный конденсат, при пуске в ход подается под давлением из вышерасположенного резервуара) имеет место в середине рабочего колеса D_1 (фиг. 933), расположенного на валу на конце вала, при этом он может быть регулируем.

Разреженный воздух исходит по окружности и увлекается отдельными выходящими струями воды в неподвижно закрепленный диффузор и там сжимается, будучи заключен в наклонно расположенных, сужающихся наружу, направляющих каналах, между водяными поршнями.

Для поверхностной конденсации и том же самом кожухе имеется еще и центробежный насос для конденсата (D_2). На том же валу мон-

тярован насос для охлаждающей воды *C* особой конструкции, предусмотренной для высокого числа оборотов и паровой турбины *A*, служащая для привода всей установки. Вместо нее можно также применить и электромотор; однако преимуществом паровой турбины является ее приспособляемость к увеличению числа оборотов в соответствии с надобностью. Воздушные насосы могут также располагаться горизонтально, и особенно для судовых установок.



Фиг. 933.

Собственно говоря, применение циркуляционной воды для центробежного насоса делает необходимой установку какого-либо охладителя, однако имеет ту выгоду, что по положению уровня в данном бассейне можно определить количество пара, отсасываемого и в нем сконденсированного. Во время работы впадок отключается во всасывающую трубу конденсационного насоса через трубу с краном.

Там, где это не производится или оказывается невозможным, как, напр., при водоструйных приборах, обслуживаемых охлаждающей водой поверхностного конденсатора (до или после него), и отходящей воде могут заключаться большие количества пара; соответственно тому замеры конденсата дают меньшие величины расхода пара.

На этом основании, а также в ряде применений: возможно более холодной и чистой воды для рабочего пара и сопел, следует предпочесть циркулирующую, хорошо охлажденную воду. Предпочитаются и применению холодное добавочное количество воды следует пропускать через охладитель.

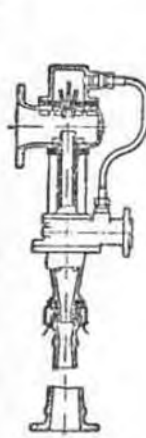
Водоструйные приборы (сопла) для отсасывания воздуха, работающие охлаждающей водой поверхностного конденсатора, были впервые выполнены Носсе (Mitt. u. d. Maschinenlaboratorium H. V. 1913). Все количество охлаждающей воды проходит через сопло, а по выходе из последнего через конденсатор к охладителю. Потеря давления в струйном аппарате составляет 5—7 м.

Фирма MAN применяет различные включения (патенты Р. Н. Миллера). Вода, подводящая к соплу, отвечает от общего ее количества, проходящего по магистрали охлаждающей воды и, проработав в сопле, возвращается обратно в бассейн градирни ниже уровня воды в нем. При слишком малом давлении, так напр. свободном стоке охлаждающей воды или при включении особого насоса, — к насосу для охлаждающей воды добавляется одна ступень для увеличения давления в сопле или устанавливается специальный насос. Последний может также работать циркулирующей водой. Охлаждение производится добавленным холодной воды. Для

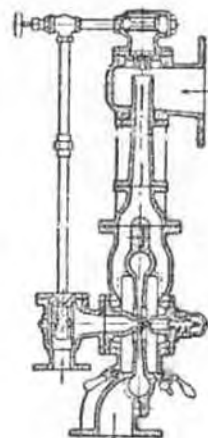
предотвращения перехода воды в конденсатор при случайном падении ее давления (недостаток воды, остановка мотора) устраивается воздушный клапан, открывающийся под давлением пружины, коль скоро давление воды, прижимающее его к седлу, ослабевает. Одновременно запирается обратный клапан и препятствует таким образом нарушению вакуума.

Пароструйные воздушные эжекторы экономичнее и выгоднее только в двухступенчатой конструкции для высокого вакуума, получают незначительное распространение в связи с преодолением начальных трудностей (пуск в ход, колебания и перебои в работе). Отработавший пар используется для подогрева конденсата. Для больших установок необходимо несколько аппаратов, переключаемых по мере надобности.

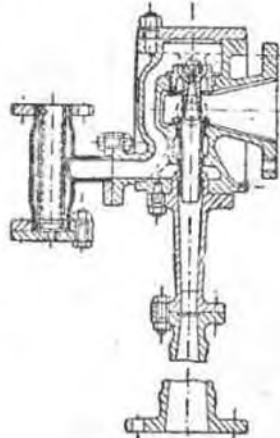
В конструкции Деблана (фиг. 934) обе ступени располагаются друг за другом в одном направлении, дабы использовать энергию потока, выходящего из первого сопла. Вторая ступень имеет несколько сопел для рабочего пара, выходящих в виде конусов к концевой щели для воздуха в наиболее узком месте эжекторного сопла. Вступивший воздух заполняет все сечение диффузора, так что последний проектируется с таким запасом, чтобы оказался достаточным при пуске прибора в ход.



Фиг. 934.



Фиг. 935.



Фиг. 936.

Очень распространенный в Америке пароструйный воздушный насос Радеет (фиг. 935) использует в качестве второй ступени паровое сопло с предшествующим ему диском, устанавливаемым по соответствующему сечению, вследствие чего увеличивается активная поверхность струи.

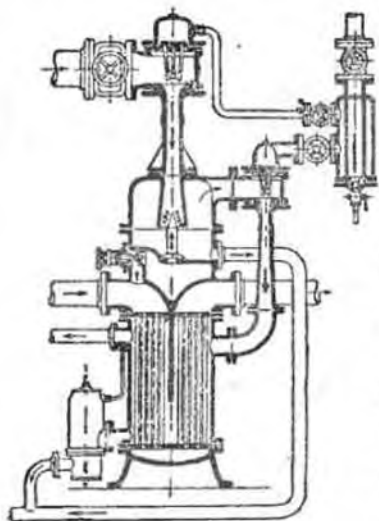
Гефер применяет в первой ступени простое, а во второй кольцевое сопло и в новейших конструкциях (фиг. 936) также прибегает к углубленному и наиболее суженной части шторки диффузора, каковой он применил в прежних конструкциях подобно Деблану, однако без подвода воздуха. Результаты, вопреки очень малой поверхности струи, весьма благоприятны. Вход воздуха защищен от нагрева горячим кожухом помощью вставки из листового железа (а также безвоздушным промежуточным пространством) *).

*) Poesche, Z. d. V. d. I. 1921 u. 1923; Stodola, Dampfkraftmaschinen, 5 Aufl.; Hoesfer, Die Kondensation bei Dampfkraftmaschinen, Berlin 1925, J. Springer.

Струйный эжектор с промежуточным охлаждением. Жоэе и Гензелье впервые ввели промежуточные конденсаторы между первой и второй ступенями, где конденсировался пар, дабы сэкономить в работе эжектора, благодаря этому, в пределах некоторой ограниченной производительности (по отношению к воздуху), удалось возможным достичь высокого вакуума при малом расходе пара. Для охлаждения больших количеств воздуха и для пуска в ход добавляется между тем струйный эжектора без промежуточного охлаждения.

Большинство конструкций (Жоэе-Гензелье, Бальве, Радейте) пользуются трубчатыми охладителями, отдельные также и вырыскивателем. Дела с применением этого охлаждения диффузора помощью рубшики. Охлаждение производится конденсатором, подогрев которого затем используется.

Фиг. 937 изображает конструкцию заводов Soda, в которой промежуточное охлаждение производится вырыскивателем конденсата, в то время как пар из второй ступени конденсируется в рубчатом конденсаторе при атмосферном давлении, отдавая свое тепло протекающему конденсату. Воздух уходит, конденсационная вода отводится помощью помпы, а вместе с водой из первой ступени подводится к сборному патрубку конденсатора рубшики.



Фиг. 937.

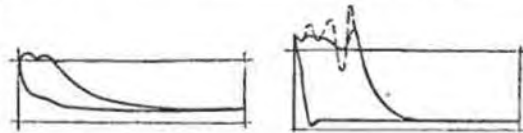
Комбинированные паро- и водоструйные насосы. Выполнения Л. Шварц и Ко в Дортмунде, по предложению Посселье в аке, применит шаровые соуда, отработавший пар из которых конденсируется благодаря вырыскиванию конденсата, в установленный введ из ними водо-струйный аппарат.

4. Поршневые воздушные насосы. Мокровоздушный насос для конденсации смещением, одновременно перекачивающий воздух и теплую воду, наиболее распространен для поршневых паровых машин. Определение размеров и конструкция, в случае если нет необходимости принимать во внимание особые соображения, выбираются на основании опы-

тных данных так, что подача насоса, отсеченная отношением количества охлаждающей воды к пару $w + 1 = 29$, т. е. $w + 1 = 30$ должна производиться при наполнении насоса, равном $1/4$. Отсюда вытекает простое (установленное Пиллером) соотношение: $L = D : n$ для насоса двойного действия и $L = 2D : n$ для насоса простого действия, причем L в dm^3 — объем, проходимый поршнем насоса (площадь поршня \times ход), D — часовой расход пара машиной в kg при полной нагрузке, n — число оборотов в минуту. При возвратном охлаждении воздушный насос увеличивается в соответствии с большим количеством вырыскиваемой воды, так напр. на $1/12$, если $w + 1 = 40$.

Вакуум, достижимый при таких размерах насоса и при заданных условиях работы, в большой мере зависит от конструкции насоса и числа его оборотов. При быстром ходе вода в рабочей полости насоса насыщается воздухом и притом тем более, чем больше она

подвержена переменам своего направления, благодаря расположению клапанов и путей. Само собой разумеется, что и количество воды в отношении к объему хода поршня насоса обуславливает соответственно большое содержание воздуха, так что может идти речь и о предном пространстве насоса. Медленно работающие насосы и, особенно, вертикальные лучше освобождаются от воздуха, т. е. воздух выделяется и выталкивается через клапан, установленный в нижней точке. Однако, предполагаемый таким образом процесс быстро нарушается. Воздух расширяется до начала всасывающего хода (фиг. 938) прежде, чем



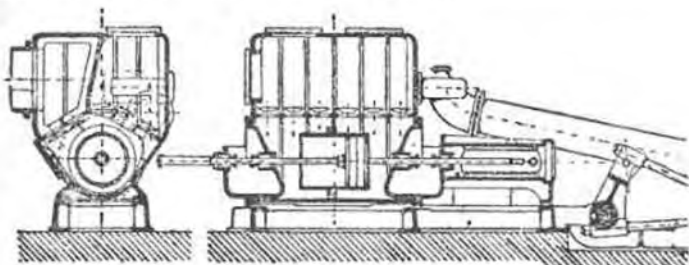
Фиг. 938.

Фиг. 939.

могут открыться всасывающие клапаны, и предвазначенная для разрежения часть объема хода существенно уменьшается, вследствие чего ухудшается достигаемый вакуум. С другой стороны, большое количество воздуха обуславливает смещение хода, и то время как насосы с малым предным пространством и хорошим воздухоудалением вода, вообще, с небольшим количеством воздуха работают редко, толчками вследствие быстрого увеличения давления (фиг. 939) и удара воды о тарелки клапанов. Расположение клапанов на наклонной или вертикальной плоскости дает некоторое облегчение благодаря тому, что вода соприкасается с тарелкой клапана еще до его открытия. Однако во большей части таким вспомогательным средством является присасывание воздуха через край с обратным клапаном («сбучивком»), что ухудшает вакуум на $1/4 - 2$ см.

При подсчете достигнутого вакуума, руководствуясь принятой диаграммой, количество воздуха при расширении и сжатии определяют по закону $pV = const$, (примеч. самоочевидно, должны быть допущены некоторые неравномерности) и устанавливают, что расчет необходимо вести с добавкой минимально Вуазеловской величины $2R - T$, % в отношении количества воздуха, заключенного в воде. Получаемое давление воздуха определяется из соотношения объемов разрежения, а именно: между объемом для всасывания воздуха, равным полному объему хода за вычетом наполнения водой и поправки на количество воды, испускающей обратно из-за неплотностей и на потерю от запоздалого закрытия клапанов (2—5%) в полном объеме воздуха, отнесенным к давлению и a , состоящим из объема воздуха, заключенного во вырыскивателе (2R — T, %) + воздух, просачивающийся сквозь сальники и прочие неплотности (см. стр. 650) + воздух в собственном количестве воды, согласно закона $pV = const$.

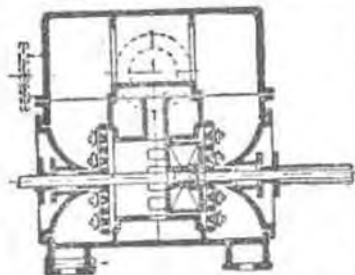
Результаты могут быть еще хуже, если образуются воздушные мешки, когда вода сильно перебарывается и конструкция воздухоудаления неудовлетворительна. Неплотности могут существенно возрасти благодаря износу, разбалтыванию седла клапанов и расширению сальников при прохождении поршневого штока через клапанную коробку. Поэтому следует заботиться о том, чтобы во возможности осуществлять заправление воды, дабы обратно могла бы вытеснить только она, но не воздух.



Фиг. 940

Горизонтальные воздушные насосы двойного действия. Фиг. 940 изображает очень распространенную, однако устарелую конструкцию

с „подвесными“ всасывающими клапанами и рядом напорных клапанов в наивысшей точке и на остальной наклонной клапанной решетке. Вырывается в большей частью поршень в расширенную выхлопную трубу, реже в пространство над всасывающими клапанами. Привод производится от удлиненной цапфы кривошипа помощью шатуна минимально четырехкратной длины, рычагами или балансирами треугольногоком. Отношение диаметра к ходу в этой конструкции может быть выбрано от 0,6 до 1, либо выбранное с запасом проходное сечение клапанов легко приспособить к скорости прохождения в 2 м/сек, или еще меньшей, отнесенной к данному объему хода поршня ($Vc/2$). Основной ошibкoй может быть назначен слишком большого вредного пространства.



Фиг. 941.

Фиг. 941 изображает предложенный Бодмером и распространяемый Фрикартом горизонтальный воздушный насос с управляемым от поршня всасыванием через прорезы.

В целях приспособленности большего проходного сечения клапанов, клапанная решетка выполняется увеличенного диаметра; вредное пространство мало. Поршень следует выполнять со сквозным штоком во избежание слишком быстрого его износа. Свободное проходное сечение прорезов $Vc/3$, лучше $Vc/2$, ибо, иначе, при большом наполнении во-

дой, вступает подпор перед прорезами, что препятствует входу воздуха. Намеченный на чертеже насадок трубы (по Кёрнеру) полезен лишь при большом вращении и размерах. Рекомендуется рассматривать всю часть объема хода, приходящуюся на прорезы как дополнение, с тем чтобы наполнение водою было бы меньше в насосе работавшем спокойнее. Диаметр поршня следует выдержать большим, нежели ход.

При применении конструкции с всасывающими прорезами для насосов установленных выше уровня земли с приводом от удлиненного поршневого штока парового цилиндра, насос имеет малый диаметр цилиндра и высокую скорость поршня. Поэтому на концах клапаны должны быть установлены сверху, при чем с особой тщательностью следует выдержать малую величину вредного пространства. В больших конструкциях клапаны лучше всего располагать по окружности на особой съемной коробке, как то показано на фиг. 940, или в виде кольцеобразной резиновой ленты, как на фиг. 942. Поршень движется под клапанами.

Вертикальный насос двойного действия с прорезами по Дёрфелю (1881) и Пражской Акционерной Машиностроительной Компании (фиг. 942) использует кольцеобразные резиновые ленты вместо нагнетательных клапанов, показавших многолетнюю выносливость в работе и спокойный ход даже при подаче воды на градиру при очень высоком числе оборотов. Ход назначается равным диаметру или несколько большим. Привод у локомотивей от эксцентрика, у горизонтальных машин часто

с контр-кривошипном. Дешевы конструкции без кожуха, при чем насос размещается в кирпичном резервуаре, наполненном водой и могущем опорожняться.

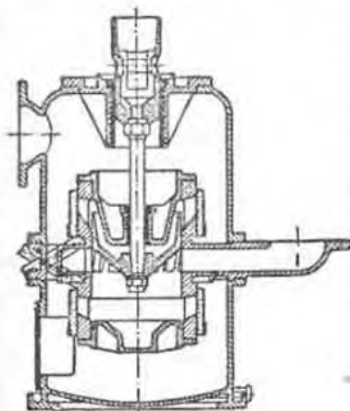
Вертикальный воздушный насос простого действия. Старые, худшие конструкции или воздушных насосов простого действия берут свое начало от Уатта; будучи снабжены клапаном поршня она имеет скорость поршня ограниченной в пределах до $\frac{1}{2}$ м/сек, ибо проходное сечение поршневых клапанов едва достигало 0,25 площади его.

Слишком малые размеры клапанов обуславливают большое избыточное давление при прорехе, что ускоряет износ клапанов и влетает за собой поломку закрепляющих болтов.

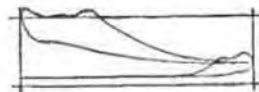
Конструкции с малым обычно предвизначались для нечистой воды; она весьма многообразна; по большей части клапаны располагаются по кругу, иногда и в боковых коробках. Большое количество воды в рабочем цилиндре, плохой вакуум и другие толчки характеризуют эту работу.

Современная конструкция Эдвардса (см. чертеж в отд. Судостроения) отличается ускорением от поршня прохождением воды через прорезы. Премудрости: сплошной поршень, требует лишь один комплект нагнетательных клапанов, имеет очень малое вредное пространство, дает благоприятный вакуум. Все же ход не свободен от толчков, вспомогательной мерой служит двухступенчатое выполнение (фиг. 943).

Двухступенчатые воздушные насосы (Дёрфель, 1890). Разделение ступеней дает возможность первой работать с небольшим давлением (0,3 ат), поэтому с очень хорошим объемным коэффициентом полезного действия. Вредное водяное простран-



Фиг. 942.



Фиг. 943.

ство постоянно мало; против проникновения воздуха впаивание или вследствие неплотности поршня имеются водяные ватворы.

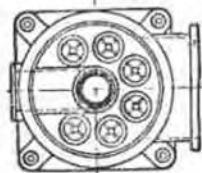
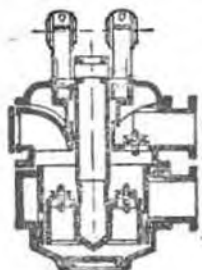
Вторая ступень щедро вентилируется; лучше всего снабжать ее воздушным мешком. Расширение выхлопного и в нем воздуха регулирует промежуточное давление; сжатие смягчает открытие нагнетательных клапанов. Отсюда определяется диаграмма, представленная на фиг. 943.

Следует твердо помнить, что это двухступенчатое действие не связано с неравными рабочими объемами (объемами хода) ступеней; много меньшего рабочего объема верхней ступени следует по возможности избегать, ибо в связи с этим увеличивается наполнение насоса и скорость воды в проходном сечении клапанов.

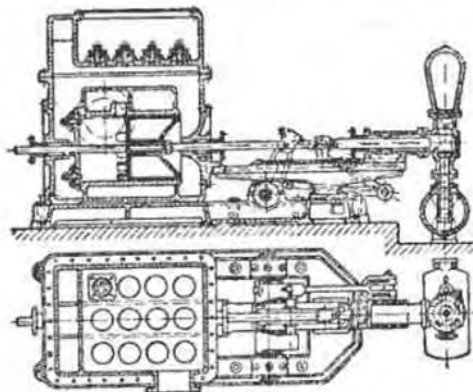
При вертикальном выполнении насоса диаметр цилиндра делается некоторой средней величиной. Приводная цапфа свободно располагается сверху; при необходимости направляется во всяком случае необходима. Превыше конструкции для очень больших машин отличалась длинными поршнями с глубоко посаженной клапанной решеткой (Z. d. V. d. L., 1901 г., стр 364), кроме того, имелись всасывающие и нагнетательные клапаны. Средние и малые единицы выполнялись с всасывающими прорезами или, смотря по

желанию, со сплошным или клапаным поршнем (фиг. 944). Для быстрого хода пуждаются и особо шатальным исполнением ради малости водного пространства нижней стороны и воздуха для вытеснения.

Фиг. 945 изображает более горизонтальное исполнение, отличающееся очень легким доступом к клапанам, для привода от удлиненной цапфы шпинделя; фиг. 946—для установки над уровнем моря (конструкция Сундвингера) для высокой скорости поршня.

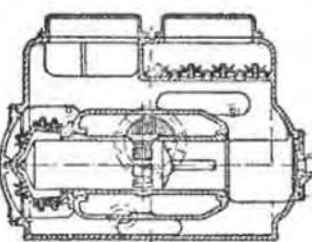


Фиг. 944.

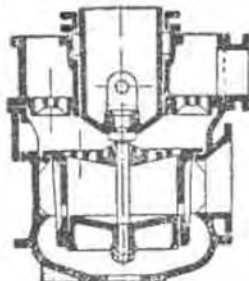
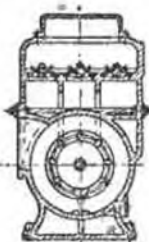


Фиг. 945.

Насос Эдвардса может быть выполнен двухступенчатым лишь при условии применения плунжера в верхней ступени. Для вытесняющей конденсации этот последний по площади должен равняться минимально



Фиг. 946.



Фиг. 947.

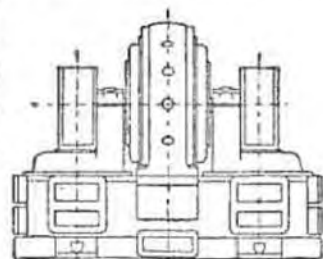
0,6 площади поршня первой ступени. Воздушный буфер верхней ступени образуется благодаря выступающим ребрам под седлами клапанов или также от высоты положения дна вытеснителя. Нижняя сторона поршня первой ступени снабжена желобком, дабы смягчить его удар о воду (фиг. 947). Заслуживает внимания конструкция прохождения поршневого

штока через промежуточную решетку; неплотность (при нечистой воде) может повредить в общем хорошему вакууму, поэтому необходимо предусматривать сменные втулки или сальники.

Для клапанов воздушных насосов большей частью применяется резина. Большие четырехугольные клапаны закрываются с замедлением, поэтому предпочтительны круглые, диаметром от 150 до 200 мм, режле 120 мм, толщиной 15—20 мм, располагаются на решетках с шириной прозоров в 24—30 мм (в среднем); иногда для улучшения изгибности делаются тоньше по краям для малых диаметров. При установке клапанов на верхнюю плоскость следует предпочесть цилиндрические держатели обычным коническим. Для горячей воды употребляются особенно хорошо сопротивляющиеся материалы (дерматин), хотя и менее гибкие, а потому устанавливаемые для всасывающих клапанов с несколько большим зазором в держателе, т. е. не в подвешенном состоянии. Жесткие диски из вулканизированной фибры, нагруженные латунными пружинами с плоскими держателями могут быть рекомендованы. Металлические клапаны делаются в виде дисков или колец из прокатной листовой латуни или марганцевой бронзы; если в плоские рифленные держатели из металла с пружинами (плоскими, латунными) или без них равным образом не должны быть подвешены, а потому не всегда применимы. Еще реже для вытесняющей конденсации применяются гибкие, пружинящие, металлические клапаны. Для обеспечения хорошего доступа к клапанам необходимо заботиться об устройстве хотя бы больших люков.

Поршни воздушных насосов часто выполняются без втулки или только с канавками, обычно с слегка пружинящим металлическими кольцами. В горизонтальных насосах целесообразно устраивать и заднюю направляющую в виду износа при нечистой воде. Сальники предусматриваются по фиг. 940, если в результате их неплотности во всасывающее пространство может проникнуть воздух; иногда устраивается водное уплотнение посредством специально сконструированного желоба для соединения уплотняющего пространства трубочкой с водопроводом. С большой тщательностью следует подходить к вопросу об уплотнении поршневого штока при прохождении его через клапанную решетку (фиг. 941 и 945, где для того же используется и сальник крышки).

Мокровоздушные насосы для поверхностной конденсации. Прежде для судовых и стационарных заводских машин пользовались горизонтальными и вертикальными насосами обычной конструкции. Воздушные насосы, исполненные по фиг. 940, находили себе применение даже в паротурбинных установках; однако, со временем стало ясно, что двухступенчатая конструкция (Вейер или Эдвардса) заслуживает предпочтения. Двухступенчатые воздушные насосы с поршнями Эдвардса и некоторыми ценными усовершенствованиями выполнены для паровых турбин фирмами АЕГ, Броун,



Фиг. 948.

Боверн и Ко и др. быстроходными (свыше 200 обор./мин.) с электрическим приводом одиночного, двойного (фиг. 948) и тройного типа. Часто одновременно же и отсасывается конденсат. Там, где это не имеет места, вырскивание в насос производится охлажденным конденсатом.

Сухие воздушные насосы чаще всего изготовляются в качестве золотниковых насосов с управляемым всасыванием, производимым по Вейсу плоским, а по Балльке одним поворотным золотником с уравнительным прорезом или двумя. Предпочитается пагнетание управляемое с обратными клапанами таковому же с самодействующими, ибо при поломке клапана вакуум еще может быть удержан золотником на должной высоте. Следует избегать большого вредного пространства из-за увеличения расхода силы и вырскивания присосанного воздуха перетекающим при уравнивании давлений.

Насосы для конденсата (выполняемые почти без исключения в виде поршневых) снабжаются всасывающими прорезами, устанавливаются низко и по Балльке в виде горизонтальных насосов двойного действия или также вертикальных, двухступенчатых с прорезами с возможно малым передним пространством и воздушной трубой с управляемым открытием для воздухоудаления за конденсатором. Рассчитываются на трех-четырёх-кратное отсасываемого конденсата. (Главным образом для надежности в виду возможных неплотностей).

Установки этого рода уже почти не применяются для паровых турбин, однако имеют еще некоторый смысл в центральной конденсации, при которой трудно обеспечить плотность в аксиальной и потому приходится рассчитывать на большие количества воздуха, которые гораздо легче перебрасывать поршневым, нежели центробежным насосом.

Количество воздуха. По Вейсу у¹⁾ просос воздуха через сальники, равно как и через неплотности трубопроводов к конденсатору, длина которых Z м, может быть достаточно удовлетворительно выражен коэффициентом неплотности μ :

для плохо оборудованных устройств (горнопромышленные заводы и т. п.) $\mu = 1,8 + 0,01 Z$,

хорошо оборудованных (центральные электрические станции с центральной конденсацией) $\mu = 1,8 + 0,006 Z$,

для машин с отдельной конденсат. установкой $Z = 0$, т. е. $\mu = 1,8$, что для исправных машин представляется очень высоким.

Для испаряющих аппаратов химических или сахарных заводов $\mu = 8$, в результате чего полное количество воздуха (включая и 2 R.-T. % во вырскиваемой воде в м³/мин)

$$L = (0,02 + \mu/w) W : 1000 \text{ или } L = (0,02 W + \mu D) : 1000,$$

отнесенное к количеству охлаждающей воды W в кг/мин и кратности ее w или количеству пара D в кг/мин.

При этом принято, что это количество воздуха имеет температуру конденсата t_k (т. е. что поправка на усадку воздуха от расширения, т. е. $(273 + t_k) : (273 + 15)$ представляется величиной). L отнесено к атмосферному давлению.

Давление воздуха, создаваемое насосом $p_1 = L : V_1$, где V_1 мин.—присасываемый им объем (с учетом потерь). Для вырскивающей конден-

сации с мокровоздушным насосом содержание воздуха и водном объеме (см. стр. 645) лучше всего прибавлять к приходившейся на один ход величине L и относить V_1 к рабочему объему хода за вычетом наполнения водой и нескольких процентов на потерю в клапанах и неплотности. В то время как при параллельном токе давление в конденсаторе $p_k = p_d + p_1$ при p_d соответствовало температуре в конденсаторе t_k (см. выше), — при противотоке по Вейсу температуре в месте присоса t (противотока) следует считать на некоторую величину α выше, чем температура охлаждающей воды t_w ; именно $\alpha = 4^\circ + 0,1(t_k - t_w)$, а равно учитывать и давление пара, отвечающее этой температуре t (противотока) = $t_w + \alpha$; таким образом полное давление:

$$p_k \text{ (противотока)} = p_d (t_w + \alpha) + p_1.$$

То обстоятельство, что насос присасывает воздух почти-таки при меньшей температуре t (противотока), т. е. и при соответственном уменьшении объема, по Вейсу может быть опущено на рассмотрение при расчете насоса, если даже при конструировании обычного поверхностного конденсатора, работающего по принципу противотока, была взята наибольшая величина для охлаждающей воды.

При поверхностных конденсаторах величина содержания воздуха во вырскиваемой воде отпадает, поэтому, собственно говоря, следует сообразоваться только с μ . Так как отпадает и водной объем (V_d), то для сокращения расчетов можно исходить из приближенного выражения $D : 2m$ (стр. 644) и в случае если не требуется назначения размеров с запасом ради достижения большего вакуума.

В паровых турбинах, благодаря тщательным сальниковым уплотнениям (паровой дилдрет) и водному уплотнению во фланцевом соединении с конденсатором, просос воздуха в значительной мере ограничен, равно и всасывание воздуха инвентарными насосами и индикаторами тщательно предотвращается. Поверхности подетены в благоприятных случаях дают лишь 2—4 R.-T. перекачиваемого воздуха в % от количества конденсата, отсасанного к атмосферному давлению и 0° С. Достигаемое давление воздуха p_1 в конденсаторе равно 2 см и даже менее 1 см ртутного столба. Парциальное давление p_d также большей частью меньше, чем то отвечает температуре в конденсаторе.

Расход силы на конденсацию обуславливается в большой мере механическими сопротивлениями насоса и его привода, подсчет коих затруднителен.

Индикаторная мощность насоса для вырскивающей конденсации в наивысшем случае (если без подпитки воды) при $m = 25$ в расходе пара C_2 на 11 P. S. h может быть выражена величиной $C_2 : 750$ I P. S. на 11 P. S. машины (тем самым при $C_2 = 7,5$ кг I P. S. h 1%, при $C_2 = 5$ кг I P. S. h 0,66%). Однако расход силы легко достигает и вдвое большей величины вследствие сопротивления трения насоса и его приводного устройства, равно как и при большом проходном сопротивлении в сливном узле или жестких нагнетательных клапанах и выхлопной трубе; равным образом величина эта соответственно увеличивается при большем количестве воды и высоте напора (возвратное охлаждение).

В паровых турбинах расход силы на вырскивающую конденсацию оценивается в 1,2% (до 2,5% для малых установок), что слишком низко; часто он достигает двойной величины.

Для поверхностной конденсации с сухим воздушным и центробежным насосами будут действительны приблизительно те же величины, при двух ступенчатых мокровоздушных насосах несколько меньше. При возвратном охлажденным расходу силы увеличивается на 1/2—1% из-за подтока воды на градирню. Величина эта относится к полностью нагруженной установке.

Расход пара двухступенчатыми пароструйными инжекторами для больших конструкций оценивается от 1 до 1,5% расхода турбины при полной нагрузке (Сьодоля), причём отработавшее тепло используется для подогрева конденсата.

Аналогичным же образом не используется обработанный пар в одной из подходящих ступеней главной турбины и в случае привода конденсационного насоса от вспомогательной паровой турбины. Это, однако, влечет за собой затруднения и регулирование, так что во многих случаях конденсационная установка работает от электрического привода, а паровая турбина служит лишь при пуске.

5. Устройства для обратного охлаждения. Пруды дают слабое охлаждение; необходима поверхность от 3 до 4 м² на 1 P. S.

Открытые градирни. Клетки с хворостом или длинными деревянными рейками. Высота от 8—10 м. На 1 P. S. или на 0,3 м³ охлаждаемой воды в час требуется площадь основания около 0,3 м² при охлаждении на 20°—30°, или 0,1 м² при охлаждении на 10—15°. Охлаждение достаточно интенсивное; недостаток—присутствие тумана и мелкого дождя, окружающих градирню.

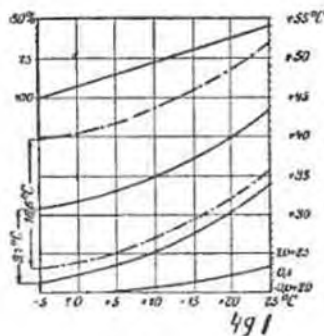
Закрытые градирни. (Градирни с вентиляторами). Вертикальные или слегка наклонные, орошаемые водой поверхности из дерева или листового железа, помещенные в кожухе круглого или прямоугольного сечения. Теплая вода, хорошо разбрызганная, стикает с высоты 4—6 м, при чем воздух протекающий через градирню под влиянием естественной тяги или вентиляторного дутья, отводит теплогу вследствие теплопроводности и испарения.

Деревянные установки легко коробятся и трескаются; предпочтительнее поэтому листовое волнистое железо; Ворнингтон применяет листы толщиной 0,4—0,5 мм, свернутые в вращающийся круг из двух цилиндров, диаметром 120 мм, высотой 200—300 мм; высота одной цилиндрической от 4,5 до 5 м высотой, располагается на решетке из полусового железа; площадь основания кожуха (до 6 м в диаметре) 1 м² на каждые 400 кг обработанного пара в час. Высота башни 20 до 25 м, при диаметре от 4 до 6 м (для 5000 и до 12 000 кг пара в час). В середине башни по низу идет закрытая воздушная труба, так как в противном случае падающие брызги воды мешают подходу воздуха. При применении вентилятора высота башни увеличивается до 6 м; орошаемая поверхность должна быть около 0,7 м² на 1 кг обработанного пара. Вода распределяется из центра при помощи радиальногo креста из труб (Otto H. Mueller, V. D. I. 1905). Сооружение очень компактное; охлаждающее действие очень интенсивное.

Вашенные охладители.

Градирня из ряда горизонтально расположенных деревянных брусков орошается охлаждаемой водой, причем вода распределяется по градирне при помощи желобов и разбрызгивающих трубок. Воздух подводится к градирне с боков и удаляется через башню над градирней. В новейших конструкциях завода Бальке (в Бохуме, Германии) воздух подводится к градирне не сбоку, а по всей площади основания, благодаря чему получается лучшее распределение воздуха по градирне. Охлажденная вода собирается в этом случае наклонными желобами, расположенными в нижней части градирни, благодаря чему уменьшаются размеры сборного бассейна.

(Окончание статьи см. стр. 1434).



Фиг. 948.

к середине основания градирни, благодаря чему уменьшаются размеры сборного бассейна.

VI. Паровые турбины.

Перевод под редакцией инж. Н. Г. Зорина.

A. Общие данные.

а) Основные формы превращения энергии.

Теплота горения топлива, воспринимаемая паром в котле и создающая полезное давление, а следовательно и тепловой перепад, превращается в энергию движения и передается от движущейся ступи шара на кривые поверхности рабочих лопаток ротора, на валу которого получается механическая работа.

б) Классификация по используемому теплодавлению.

1. Турбины полного использования пара или чисто-конденсационные турбины для использования полного перепада от давления в котле до достижимого вакуума. Применяются для привода электрических генераторов, центробежных насосов, вентиляторов, компрессоров, гребных судовых винтов и для локомотивов; соединение или непосредственное, или через зубчатую передачу с шевровыми колесами. Турбины с выпуском в атмосферу—только как вспомогательные, а также для освещения поселов.

2. Турбины частичного использования пара, т. е. с частичным использованием располагаемого теплодавления, при использовании остальной части перепада для других целей.

Турбины мягого пара для использования мягого пара паровых машин, работающих в атмосфере; при неравномерном поступлении пара в соединения с тепловым аккумулятором.

Турбины с противодавлением, в которых используется перепад в части высокого давления, а мягкий пар отдается для отопительных и нагревательных установок или в другие турбины. Вспомогательные турбины для конденсационных установок и для питательных насосов котельных.

Турбины с промежуточным отбором и турбины двух давлений—в первых пар в части высокого давления используется полностью, а в части низкого давления частично отдается для нагревательных целей; вторые в части высокого давления работают с уменьшенным количеством пара высокого давления, а в части среднего или низкого давления получают дополнительно мягкий пар.

в) Классификация по конструкции:

1. Одноступенчатые турбины.

Давала—осевое направление движения пара, частичный выпуск, один ряд сопел и один ряд рабочих лопаток; очень высокое число оборотов (до 30 000 в мин.) в пякши 7.

Кертиса—осевое направление движения пара, частичный выпуск, один ряд сопел и от 2 до 4 рядов рабочих лопаток (ступени скорости) с расположенными между ними рядами направляющих лопаток; число оборотов 4 000—8 000 в мин., шпши 7.

2. Многоступенчатые турбины.

Кертиса — осевое направление движения пара, парциальный, а также полный выпуск пара, несколько ступеней давления с 2 ступенями скорости в каждой; умеренный η ; применяется редко.

Целли-Рато — осевое направление движения пара, выпуск как парциальный, так и полный, многоступенчатые турбины равного давления (фактивные) с использованьем выходящего потока каждой ступени в последующей; падение давления только в направляющих аппаратах, но не в камерах рабочих колес, небольшое осевое давление, наилучший достижимый η .

Парсонса — осевое направление движения пара, полный выпуск, многоступенчатые турбины избыточного давления (реактивные) с использованьем выходящего потока каждой ступени в последующей; падение давления как в направляющих, так и в рабочих лопатках (избыток давления со стороны входа в рабочие лопатки над давлением со стороны выхода в каждой ступени), большое осевое давление, требующее нагруженные поршни для расположения ступеней группами с движением пара в противоположные стороны, большие потери в зазорах при малой величине радиальных зазоров: для ступеней высокого давления умеренный, а для ступеней низкого давления наилучший достижимый η .

Юнгстрема — радиальное направление движения пара, полный выпуск, многоступенчатая реактивная турбина с вращением в противоположные стороны как направляющих, так и рабочих колес, большие потери в зазорах избегнуты устройством чувствительных кольцевых уплотнений; хороший η .

Смешанные турбины — одна ступень Кертиса (двухвечное колесо), остальная часть Целли-Рато или Парсонса, или часть высокого давления Кертиса, среднего Целли-Рато, а низкого — Парсонса, для компактной системы наилучший достижимый η . Вследствие возможности выключения сопел первой ступени небольшое увеличение пара при частичной нагрузке; выполняются в одном цилиндре до 80 000 с. P. S.

Многочилиндровые турбины — типа Целли, Рато, Парсонса и комбинированные, работающие на общий вал (один генератор) или на отдельные валы (несколько генераторов); в последнем случае вал цилиндра высокого давления быстроходнее вала цилиндра низкого давления. Для непосредственного привода судовых винтов применяется низкое число оборотов („Император“ — 188 оборотов в минуту); в целях увеличения η в последнее время во многих случаях, а также для больших агрегатов, применяют шпр. повышенного давления и промежуточный перегрев, а также большое число ступеней давления с малым перепадом в каждой ступени, а следовательно и малыми скоростями пара.

д) Сравнение паровой турбины с паровой машиной.

В паровых машинах отдача энергии происходит при возможно большой движущей силе (рабочий ход поршня) и при низкой скорости движения (максимальная скорость движения поршня 6 м/сек); в турбинах — путем использования возможно высокой скорости $c = 91,5 \sqrt{h}$, где h — тепловой перепад в ступени, при малом окружном усилии.

Пределы для c : при многоступенчатых турбинах минимальное $h =$ около 1 ккал, что соответствует $c = 91,5$ м/сек, максимальное h при одноступенчатых турбинах (Лавалья) около 200 ккал, (15 ат. 230° и 0,06 ат), что соответствует $c = 1300$ м/сек. Наиболее выгодный термодинамический коэффициент полезного действия для многоступенчатых активных турбин при $u:c = 0,5 - 0,8$, для реактивных при $u:c = 0,65 - 0,85$ (с — определяется по перепаду в одной ступени с учетом выходящей скорости предыдущей ступени). Окружная скорость u для многоступенчатых турбин от 50 до 250 м/сек, для одноступенчатых (Лавалья) до 400 м/сек. Число оборотов, включая устаревшие судовые турбины, $n =$ от 1000 до 30 000 обор./мин. Такие высокие значения, возможные при совершенном уравнивании турбинных роторов, позволяют в противоположность серийным паровым машинам, почти неограниченное увеличение мощности в одном агрегате. (В эксплуатации имеются агрегаты до 60 000 kW \approx 60 000 P. S., а для строящихся больших американских станций выбраны агрегаты в 100 000 kW²) и выше³).

Главная область применения турбин — производство трехфазного переменного тока (в Европе преимущественно 50 периодов в сек.), определяет число оборотов в 3000 в мин. (при 2 полюсах — выполняются мощностью до 20000 — 30000 kW), 1500 в минуту (4 полюса, при 25 периодах/сек — 2 пол.) и 750 оборотов (8 пол., при 25 периодах 4 полюса).

Превосходство паровой турбины в отношении коэффициента полезного действия достигается хорошим использованием глубокого вакуума (до 98%), в то время как часть высокого давления, вследствие потерь в зазорах, работает менее благоприятно, чем поршневая паровая машина. Нижний предел мощности турбогенераторов в отношении экономичности (по сравнению с поршневыми паровыми машинами) — около 500 kW при непосредственном соединении, при зубчатой передаче — около 200 kW. Турбина занимает незначительную площадь и может сильно перегружаться.

Пределы перегрузки определяются правилами перегрузки для генераторов⁴ (25% в течение 1/2 час.). Регулирование лучше чем в поршневых паровых машинах: изменение числа оборотов при изменяющейся нагрузке при обычных в эксплуатации колебаниях давления и температуры пара в котлах и разрежении в конденсаторе — не более, чем на $\pm 0,5\%$; при внезапном изменении нагрузки: на 25%, не более чем на $\pm 1,5\%$, на 100%/мин не более чем на $\pm 5\%$.

Турбина при большой надежности в работе требует небольшой обслуживанияй персонал, дает конденсат свободный от масла в расходует незначительное количество смазывающего масла.

е) Полезное теплотопение и коэффициент полезного действия.

1. Обозначение коэффициента полезного действия.

$\eta_{\text{пл}} = \frac{h}{H}$, соответствует $\frac{\Sigma h_{\text{пл}}}{\Sigma H}$, полезно-используемое теплотопение на окружности колеса к расходуемому теплотопению.

¹) Wagner, Der Wirkungsgrad von Dampfturbinenbeschleunigungen, Berlin, 1918 Jul. Springer, стр. 84.

²) „Power“ 1924, Vol. 60, Nr 5, S. 170.

³) General Electric Review, Jan. 1926, стр. 11.

⁴) K E M.-Regeln für Bewertung u. Prüfung v. elektrischen Maschinen, Berlin, Jul. Springer.

Таблица 1. Проздольные достижимые термические коэффициенты полезного действия турбин.

	Обозначения, отнесенные к единице.	1 2 3 4			
		100 at 400° 2X прег. перг.	450 at 400° 1X прег. перг.	28 at 380°	10 at 300°
Давление пара перед турбиной	p_1 at abs	100	45	28	13
Температура пара перед турбиной	t_1 °C	400	400	380	300
Давление пара после дил. высок. давления	p_2 at abs	16	—	—	—
Теплосодержание пара перед турб.	i_1 kcal/kg	739	765	761	720
Идеальн. теплосодержание после турб.	i_1' "	643	—	—	—
Адиабатический общий перепад К. п. д., отнесен. к мощи генераторам	$i_1 - i_1'$	h_1 "	96	—	—
Использов. общий теплов. перепад	$\eta_{el} h_1$	h_{el} "	0,75	—	—
Теплосодержание в конце турбины	$i_2 - h_{e2}$	i_2 "	667	—	—
Температ. пара в конце турбины	t_2 °C	200	—	—	—
Паросодержание в конце турбины	x	1	—	—	—
Падение давления в I перегревателе	100%	at	1,6	—	—
Давление перед турбиной средн. давл.	p_{er} at abs	14,4	—	—	—
Температура перед турбиной средн. давл.	t_{er} °C	350	—	—	—
Теплосодержание перед турбиной средн. давления	i_{er} kcal/kg	751	—	—	—
Тепло, сообщен. в перегревателе	Q_{pr} "	84	—	—	—
Давление после части среднего давл.	p_3 at abs	1,3	2,0	—	—
Идеальное теплосодерж. после части средн. давл.	i_3' kcal/kg	628	607	—	—
Адиабатический общий перепад части средн. давл.	(1) $i_{32} - i_3'$	h_2 "	123	158	—
К. п. д., отнес. к мощи генератора	$\eta_{el} h_2$	h_{e2} kcal/kg	0,78	0,78	—
Использованный общий перепад	$\eta_{el} h_2$	h_{e2} kcal/kg	96	123	—
Теплосодержание после части средн. давл.	$i_{32} - h_{e2}$	i_3 "	665	642	—
Температура после части средн. давл.	t_3 °C	134	—	—	—
Темпер. идеальн. пара и паросодержание	i_3^0 °C	107	(-)0,662	—	—
Падение давления во II перегревателе	$\approx 100\%$	at	0,15	0,2	—

Продолжение таблицы 1.

Давление перед частью низк. давления	p_{2l} at abs	1,15	1,8	—	—	
Температура перед частью низк. давл.	t_2 °C	300	350	—	—	
Теплосодержание перед частью низк. давл.	i_{2l} kcal/kg	733	760	—	—	
Тепло, сообщ. в перегревателе	Q_{pr} "	78	118	—	—	
Давление после части низкого давл.	p_4 at abs	0,03	0,03	0,03	0,03	
Идеальное теплосодержание на частью низк. давл.	i_4' kcal/kg	576	574	488	495	
Идеальн. общий перепад части низк. давл.	h_3 "	157	186	273	281	
К. п. д., отнесенный к мощи генератора	$\eta_{el} h_3$	h_{e3} "	0,83	0,83	0,78	0,72
Использов. общий теплов. перепад	$\eta_{el} h_3$	h_{e3} "	130	156	213	166
Теплосодерж. после части низк. давления	$i_4 - h_{e4}$	i_4 "	603	604	548	560
Темпер. пара после части низк. давл.	t_4 °C	25	25	25	25	
Паросодержание после части низк. давл.	x	0,995	0,998	0,903	0,922	
Теплосодержание пара перед турбиной	i_1 kcal/kg	739	765	761	720	
Общее колич. тепла, сообщ. промежу. перегрев.	$i_1 + Q_{pr}$	Q_{pr} "	162	118	—	—
Теплосодерж. конденсата	i_c "	"	901	883	—	—
Общее колич. тепла, внесен. 1 kg пара	$i_1 + Q_{pr} - i_c$	Q_{pr} "	25	25	25	25
Адиабатич. общий перепад для турбины	$h_1 + h_2 + h_3$	Q_{pr} "	876	858	736	701
Использованный общий перепад	$h_{el} + h_{e2} + h_{e3}$	H "	376	344	273	231
Термодинам. к. п. д. турбины	$H_{el} : H$	H_{el} "	268	279	213	196
Термический к. п. д. турбины	$H_{el} : Q_{pr}$	η_{th}	0,793	0,811	0,78	0,72
К. п. д. котельной, вкл. вспом. устройства	η_d	η_d	0,34	0,325	0,29	0,237
Термический к. п. д. установки	$\eta_{th} \eta_d$	$\eta_{th} \eta_d$	0,84	0,82	0,81	0,80
Идеальный расход пара	560 : H	D_1 kg/kWh	0,285	0,27	0,235	0,189
Действ. расход пара	860 : H_{el}	D_e kg/kWh	2,29	2,5	3,15	3,72
Колич. теплы. отд. в конденс. на 1 kWh	$D_e(i_{er} - i_c)$	$Q_{kw} \text{ kcal}$	2,89	3,03	4,03	5,18
Расход тепла на 1 kWh	$D_e Q_{pr}$	$Q_{kw} \text{ kcal}$	1670	1784	2108	2271
		$Q_{kw} \text{ kcal}$	2532	2643	2966	3831

(продолжение со стр. 655)

$$\eta_e = L_e : L$$

полезная мощность на турбинном валу к изольной мощности $L = \frac{62h}{632,3}$ P.S.

η_e включает потери на дилатацию и в зазорах, трение колес и трение в подшипниках.

$\eta_{el} = L_{el} : L$ — полезная мощность на клеммах генератора, исключая мощность, потребляемую для приведения насосов конденсации (1,5—3%), к идеальной мощности $L = \frac{62h}{860}$ kW; η_{el} учитывает потери в генераторе и возбуждатель (для генераторов выше 5000 kW 5 до 3%).

$\eta_{th} = E_{el} : Q_g$ — термический коэффициент полезного действия турбинной установки
 $E_{el} = \frac{860}{D_e} ; D_e$ — расход пара на 1 кВт; Q_g — количество тепла, сообщенное
 1 кг пара.
 $\eta_{thA} = \eta_{th} \cdot \eta_k$ — термический коэффициент полезного действия всей установки;
 η_k — коэффициент полезного действия котельной.

2. Влияние начального и промежуточного перегрева. Влияние на перепад. Удельный расход пара D_e и η_{el} имеют ограниченные пределы сравнения, относенные к данному перепаду; для суждения об использовании тепла, на что в каждой установке обращается внимание в первую очередь, служат η_{th} и соответственно η_{thA} . Увеличение η_{th} путем улучшения η_{el} ограничено и зависит главным образом от числа ступеней, в следовательно, и веса агрегата, а также и от радиальных зазоров. Наибольшие достигнутые величины η_{el} — свыше 80% (многоцилиндровые турбины типа Гринского завода). Большие возможности увеличения η_{th} дает главным образом увеличение полезного перепада путем увеличения давления в котлах и промежуточный перегрев. В таблице 1 сопоставлены главные величины для четырех турбин, в которых это увеличение доведено до технически возможных пределов:

13 — атмосферная турбина — пример преобладающего типа большой турбины за последние 15 лет в существующих установках; установки для 28 и 37,5 ат находится в эксплуатации, а также строится для еще больших давлений (BBC — 50 ат, 450° для Langenbrugge, Бельгия, и в Америке на станции Weuolth — 84 ат). В Америке в эксплуатации несколько центральных станций с агрегатами по 40 000 кВт с одним промежуточным перегревом. Как из технически достижимый предел можно указать на 100 ат с двойным промежуточным перегревом. Главные трудности при применении высокого давления в котлах и трубопроводах.

Из таблицы 1 видно, что увеличение η_{el} равно 12% (с 72% на 81%), а увеличение полезного перепада H равно 62% (с 231 на 376 kcal.), и подтверждается, что η_{thA} может быть более значительно увеличено, нежели η_{el} , а именно, на 30% исходя из $H : Q_g = 0,33$ при 13 ат и $H : Q_g = 0,43$ при 100 ат. В этом выгода промежуточного перегрева, одностороннего в примере 45-атмосферной турбины при давлении 2:1,8 ат abs и двойного в примере 100-атмосферной турбины при давлениях 16:14,4 и 1,3:1,15 ат abs. Увеличение теплового перепада 118; соответственно 162 kcal. Не смотря на увеличение теплоемкости (i_0) выходящего из турбины пара, по сравнению с 13 и 28-атмосферными турбинами, общее количество тепла на 1 кВт, поступающего в конденсатор, уменьшается вследствие уменьшения D_e . Промежуточный перегрев для 45 ат-турбины и второй промежуточный перегрев (низкого давления) для 100 ат-турбины происходит при давлении около 1 ат, что дает тонкостенные перегреватели с большими проходными сечениями. Обе турбины работают полностью в области перегрева. Наиболее выгодное давление для промежуточного перегрева по отношению к η_{thA} около $p_d = 0,1 p_1$.

Влияние перегрева на коэффициент полезного действия. Перегрев при p_1 повышает не только полезный перепад, но также и η_{el} отдельных ступеней, так как состояние пара из области

насыщения переходит в область перегретого пара. В области перегретого пара можно принять η_{el} неизменным, а в области насыщенного пара он изменяется в зависимости от x_2 по уравнению

$$\eta_{thx} = \eta_{th0} [1 - 0,6 (1 - x_2)].$$

Для пересчета измеренной величины D_e на другую температуру t_1 можно принять на основании многократных опытов, что изменение t_1 на 5—7° изменяет D_e приблизительно на 1%, при чем меньшая величина относится к области низкого перегрева.

Влияние колебания рабочего давления.

При $t_1 = 300^\circ$, вакууме = 95% и $p_1 = 10 \ 15 \ 20 \ 25 \ 30$ ат abs колебание давл. на 1 ат изменяет D_e на 1,6 0,95 0,70 0,55 0,40%.

3. Влияние вакуума. Изменение перепада в зависимости от вакуума видно из диаграммы 18 (т. 1, стр. 524). Влияние изменения вакуума на η_{el} и D_e не может быть выражено каким-либо простым правилом, а зависит от размеров последних ступеней и от системы турбин.

Таблица 2 дает пример изменения D_e турбины в 30 000 кВт при 1800 обор./мин, при давлении в 21 ат и перегреве в 140°, в зависимости от изменения вакуума в области наилучшего достижимого вакуума.

Таблица 2:

Нагрузка в kW	29 500	23 000	15 000	10 000	
D_e — при 0,02 ат abs . .	4,28	4,35	4,56	4,86	kg/kWh
Изменение в % . .	0,70	1,15	2,60	4,10	
D_e — при 0,03 ат abs . .	4,31	4,40	4,68	5,05	"
Изменение в % . .	1,40	2,0	2,35	2,90	
D_e — при 0,04 ат abs . .	4,37	4,49	4,79	5,19	"
Изменение в % . .	1,80	2,0	2,30	2,30	
D_e — при 0,05 ат abs . .	4,45	4,58	4,90	5,31	"

4. Влияние подогрева питательной воды ответственным паром. Подогрев питательной воды применяется или с последующим подогревом в экономайзере или без такового. В последнем случае теплота дымовых газов используется для подогрева воздуха для топок. Термическая выгода состоит в том, что отводимый пар отдает часть тепловой энергии на работу на ступенях высокого давления, а тепло, которое могло быть использовано на ступенях низкого давления, и тепло, которое должно было быть отдано холодному источнику (охлаждающей воде конденсатора) идет на подогрев питательной воды, при чем пар начинают отбирать из ступеней, работающих под разрежением, а количество мест отбора определяется температурой, до которой нагревается питательная вода. Применяется подогреватели или смешивающие, при этом требуется и +1 насосов, если и — число подогревателей, для поверхностные, при которых возможно применение одного насоса. Для

покрытия уменьшения мощности турбины требуется добавление пара, определяемое для каждого ответвления по формуле: „перепад, который ответвленный пар не отдал в турбине, деленный на общий перепад и умноженный на количество ответвленного в данной ступени пара“. С увеличением давления отбираемого пара уменьшается выгода от данного отбора. По этой причине и вследствие возрастания числа подогревателей, насосов, трубопроводов, не применяется более трех ступеней подогрева. Стодола¹⁾ указывает следующую достигаемую выгоду в примере турбины в 20 000 P. S. при $p_1 = 18$ at abs, $t_1 = 330^\circ$, $p_a = 0,04$ at.

Число ступеней подогрева	1	2	3
Наибольшая выгода, отнесенная к η_{th} в %	5,2	6,8	7,5.

Для всей установки для различных начальных давлений при $t_1 = 350^\circ$, $p_a = 0,04$ at, $\eta_{el} = 0,80$ при падении давления в паропроводах до турбины в 10% и при коэффициенте полезного действия котельной $\eta_k = 85\%$ получаются следующие термические коэффициенты полезного действия:

Давление в котле at abs	22	33	44	110
η_{thA}	23,5	24,6	25,4	27,5%.

Улучшение при трехступенчатом подогреве в отношении 1:1,075 дает:

η_{thA}	25,3	26,4	27,3	29,6%.
------------------------	------	------	------	--------

1) Расход пара.

Расход пара для конденсационных турбин легко определяется по тепловому перепаду и η_{el} известному приближенно для определенных систем турбины. Fоггер²⁾ дает следующие приближенные формулы:

1. Конденсационные турбины. Расход пара D_{nk} , отнесенный к мощности на валу турбины, в kg/P. S. h

$$D_{nk} = 11,0 \left(\frac{0,27}{v} + \sqrt{v} \right) \left(1 + \frac{1,9}{p_1} \right) \left(1 - \frac{t_1}{905} \right) \left(1 - \frac{t}{145} \right) \left(1 + \frac{100}{N_n} \right),$$

где: $v = \frac{1}{91,53} \sqrt{\frac{\Sigma \eta^2}{H}}$ действительно в пределах 0,25- 0,61,

- p_1 — давление перед турбиной в пределах 9—19 at abs
- t_1 — температура перед турбиной в пределах 225—350° C
- t — вакуум в выхлопном аппарате, отнесенный к 760 мм ртут. ст. Пределы 90—97% ϕ
- N_n — полезная мощность = 1500 P. S.

2. Турбины мягого пара.

При полной нагрузке:

$$\frac{D_{na}}{D_o} \approx D_o [1 - (V : 115)] \cdot [(1 + (60 : N_n))] \text{ в kg/P. S. h.}$$

$$D_o = 49 \text{ kg/P. S. h.}$$

Пределы: $p_1 \approx 1$ at abs, $\omega \approx \cdot$, $V = 90-98\%$ (760 мм ртут. ст).

При частичных нагрузках: $D = \delta D_{na}$

¹⁾ Stodola, Dampfmaschinen, 5 Aufl., S. 1086, Berlin.
²⁾ Z. d. V. d. I. 1922, стр 465. Z. d. V. d. I. 1926, вых. 15.

При $N : N_n =$	0,25	0,50	0,75
При дросселировании $\delta \approx$	1,355	1,088	1,020
При изменении наполнения $\delta \approx$	1,130	1,012	0,963

3. Турбины с противодавлением.

При полной нагрузке:

$$D_{ng} \approx D_o \frac{\left(1 - \frac{t_1}{740} \right) \left(1 + \frac{N_o}{N_n} \right)}{1 - \epsilon^{0,21}} \text{ kg/P. S. h,}$$

где: $D_o = 5,45$ kg/P. S. h, $N_o = 50$ P. S., $\epsilon = p_2 : p_1$, при чем p_2 и p_1 в at abs до и после турбины.

Пределы: $t_1 = 250-350^\circ$, $\epsilon = 0,05-0,5$.

При $\epsilon = 0,05$	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
$1 - \epsilon^{0,21} =$	0,4668	0,3834	0,3287	0,2868	0,2536	0,2234	0,1979	0,1751	0,1544

При частичных нагрузках $D = \delta D_{ng}$, где δ , как в пункте 2) части f

4. Турбины с промежуточным отбором и двух давлений.

Количество пара при любой нагрузке N

$$G = G_o + G_A [1 - (G_o : G_r)] \text{ kg/h.}$$

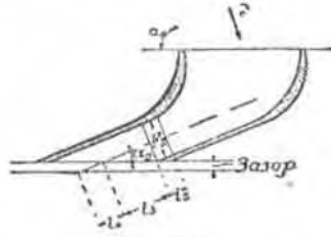
Где при	турбине с промежуточным отбором	турбине двух давлений
G_A	Отбор	Подводимый мягкий пар
G_r — количество пара при	чистом противодавлении = $N_n D_{ng} \gamma_r$	работе только мягким паром = $N_n D_{na} \gamma_r$
G_o — количество пара при работе без	отбора $N_n D_{nk} \gamma_o$	мягкого пара $N_n D_{nk} \gamma_o$

Для $N : N_n$	0	0,25	0,5	0,75	1,0
При дросселином регулировании $\gamma_o =$	0,130	0,340	0,550	0,780	1,045
При дросселином регулировании $\gamma_r =$	0,800	0,390	0,595	0,815	1,050
При регулировании наполнением $\gamma_o =$	0,065	0,290	0,520	0,765	1,045
При регулировании наполнением $\gamma_r =$	0,125	0,335	0,555	0,795	1,050

В. Детали.

а) Сопла и направляющие аппараты.

Сопла представляют неподвижные расширяющиеся каналы для больших перепадов давлений и располагаются на части дуги — при полном повороте пара и по всей окружности — при полном повороте пара и укрепляются на промежуточных перегородках или отливаются в одно целое с ними. Направляющие аппараты и направляющие лопатки с уменьшающимся сечением каналов по движению пара применяются при многоступенчатых турбинах с малыми перепадами в ступенях, при чем последние исключительно в реактивных турбинах, при этом форма их и способ укрепления одинаковы с рабочими лопатками.



Фиг. 950.

1. Насадки для перепадов меньше критического. В этом случае имеет место отношение $p_2 \geq \beta p_1$, где p_2 и p_1 абсолютные давления после и перед насадком. Величины критического отношения давлений $\beta = p_k : p_1$, удельного расхода пара $G_m : F_m$, критического перепада h_k и критической скорости c_k даны в таблицах 3 и 4. Сечение канала постепенно суживается до расчетного F_2 . Для G_m , $F_2 = F_m$. Косой срез l_3 (фиг. 950) в соединении с вазором l_4 действует как расширяющееся сопло. Поэтому

такие насадки могут быть применены и для перепадов больше (до 20%) критического, без увеличения (по опытам Христлейна) потерь в них. Вследствие увеличения удельного объема v происходит отклонение струи от оси насадка в сторону увеличения выходного угла, что должно быть принято во внимание при расчете. Для угла выхода струи $\alpha_s \approx \psi \sin \alpha_r$.

Количество выходящего пара G для данного насадка будет зависеть с изменением отношения давлений $\epsilon = p_2 : p_1$. С большой степенью приближения можно принять зависимость по эллипсу, т. е.

$$G = G_m \cdot \frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_k} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_1 - p_k}{p_1 - p_2} - 1}.$$

Вводя обозначения ϵ и β , получим уравнение

$$G = G_m \cdot \sqrt{\frac{1-\epsilon}{1-\beta}} \cdot \left(2 - \frac{1-\epsilon}{1-\beta}\right),$$

годное как для насыщенного, так и для перегретого пара. Если ϵ близко к 1, то не следует пренебрегать скоростью c_0 , с которой пар входит в насадку; то же самое и при малом ϵ , если перепад $h_0 = (c_0 \cdot 91,5)^2 > 1$ калорив. Тогда вместо p_1 нужно брать идеальное начальное давление p_1' , которое определяется с помощью $I-S$ диаграммы по $z_1 + h_0$.

Таблица 3. Удельный расход, критический перепад h_k , критическая скорость c_k при $\alpha = 1$, $\beta = 0,58$ (по JS и IP — диаграммам).

	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	
p_1	at abs	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
$G_m : F_m$	кг/мм ² ·с	7,56	7,07	6,58	6,08	5,59	5,10	4,60	4,11	3,61	3,11	2,60	2,10	1,59	1,07	0,55
h_k	кал/кг	35,08	25,03	24,67	24,90	24,81	24,70	24,57	24,41	24,21	23,98	23,71	23,39	23,00	22,50	21,40
c_k	м/сек	458	457	457	457	458	455	454	452	450	448	446	443	439	434	424

Таблица 4. $G_m : F_m$, h_k , c_k , β в процессе турбины при $p_1 = 15$ at abs, $t_1 = 340$ (перегретый пар).

	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	
p_1	at abs	15	14	13	12	11	10 <td>9</td> <td>8</td> <td>7</td> <td>6</td> <td>5</td> <td>4</td> <td>3</td> <td>2</td> <td>1</td>	9	8	7	6	5	4	3	2	1
t_1	°C	340	335	328	320	312	303	294	283	272	260	248	229	205	160	114
t_2	°C	146	142	138	134	130	125	120	114	108	102	94	84	71	50	15
$G_m : F_m$	кг/мм ² ·с	6,70	6,28	5,86	5,46	5,05	4,64	4,21	3,79	3,33	2,87	2,42	1,97	1,51	1,05	0,56
h_k	кал/кг	35,6	36,2	35,9	35,6	35,2	34,8	34,4	34,0	33,45	32,8	32,0	30,8	29,9	28,8	22,0
c_k	м/сек	553	550	548	546	542	540	537	533	529	524	517	508	492	465	429
$\beta = p_k : p_1$		0,546	0,548	0,5475	0,547	0,547	0,5465	0,546	0,5455	0,544	0,542	0,541	0,541	0,546	0,563	0,578

Таблица 5. Степень расширения $\eta = F_2 : F_m$.

	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	
p_1	at abs	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
t_1	°C	340	335	328	320	312	303	294	283	272	260	248	229	205	160	114
t_2	°C	146	142	138	134	130	125	120	114	108	102	94	84	71	50	15
$G_m : F_m$	кг/мм ² ·с	6,70	6,28	5,86	5,46	5,05	4,64	4,21	3,79	3,33	2,87	2,42	1,97	1,51	1,05	0,56
h_k	кал/кг	35,6	36,2	35,9	35,6	35,2	34,8	34,4	34,0	33,45	32,8	32,0	30,8	29,9	28,8	22,0
c_k	м/сек	553	550	548	546	542	540	537	533	529	524	517	508	492	465	429
$\eta = F_2 : F_m$		0,546	0,548	0,5475	0,547	0,547	0,5465	0,546	0,5455	0,544	0,542	0,541	0,541	0,546	0,563	0,578

Степень расширения $\eta = F_2 : F_m$ в также отношение перепадов увеличивается впадение очень медленно, что указывает на пригодность расширяющихся насадок для перепадов больше критического. Таблица 5 дает соответствующие величины для начального давления $p_1 = 10$ at, как для сухого насыщенного пара ($\alpha = 1$), так и для перегретого ($t_1 = 300^\circ$). В обоих случаях увеличение η всего около 3,5% при превышении критического отношения перепадов на 40%.

Точный расчет изменения скорости вала по соплу при продольном равномерном распределении теплового перепада вдоль по соплу и на основании уравнения неразрывности струи $Gv_2 = F_2 c_k$ полярными диаграммами JS и IP.

Если расширяющийся насадок будет работать при $p_2 < \beta p_1$, то в сечении F_2 устанавливается давление $= \beta \cdot p_1$ и количество протекающего пара $G = G_m$.

Если входная в насадок скорость c_0 представляет абсолютную скорость выхода c_2 предыдущей ступени, то $c' = \sqrt{c_2^2 + 8378 h}$ и

$$F_2 = G v_2' : \varphi c',$$

где G — в kg/sec ; F_2 — в m^2 и v_2' — в m^3/kg , отнесенный к p_2 при βp_1 при адиабатическом расширении, $\varphi \approx 0,98$ при благоприятном сечении, малом отклонении и гладкой поверхности и до 0,94.

2. Насадки для перепадов больше критического. Перепады давлений и теплодержания больше критического, $p_2 < \beta \cdot p_1$. Сечение насадка уменьшается до критического F_m (фиг. 951), определяющего расход пара, а в дальнейшем сечение увеличивается до конечного $= F_2$. Сечение может быть круглое и квадратное.

Максимальное количество протекающего пара — G_m не зависит от p_2 , если при $x_1 = 1$, $\beta < 0,58$; при перегретом паре при $t_0 > 60^\circ$, если $\beta < 0,55$ (Таблица 4).

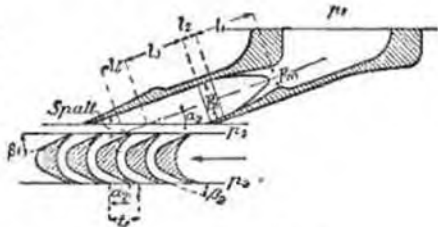
Удельный расход пара для p_1 в пределах 3—15 at abs, при $x_1 = 1$ (для начального состояния) приблизительно может быть определен по уравнению $G_m : F_m = 0,5 p_1 + 0,1 \text{ kg/mm}^2 \text{ h}$ (ошибка $< 1\%$), для перегретого пара $G_m : F_m = 0,5 p_1 \sqrt{T_2 : T_1 + 0,1 \cdot (T_1 : T_2)^2}$.

Если расширяющееся сопло будет работать при $p_2 > \beta p_1$, то расход пара остается равным G_m , пока отношение давлений не достигнет величины $\epsilon_k = p_2 : p_1 \approx 0,545 + 0,455 \cdot \sqrt{q-1} : q$; при дальнейшем увеличении ϵ расход пара уменьшается и определяется по уравнению $G = \mu \xi G_m \cdot (F_2 : F_m)$. Коэффициент μ сильно падает с увеличением q , при чем $\mu \approx 1 : \sqrt{q}$; таким образом $G = \sqrt{q} \cdot \xi G_m$, где $\xi = \sqrt{5,26 \epsilon - 4,86 \epsilon^2 - 0,43}$. Для ряда сопел таблицы 5 при $\alpha = 1$ получаются, например, следующие предельные значения ϵ_k , при котором G остается равным G_m :

$q = 1,012$	$1,077$	$1,194$	$1,360$	$1,868$	$2,792$
$\epsilon_k = 0,595$	$0,666$	$0,728$	$0,779$	$0,855$	$0,910$

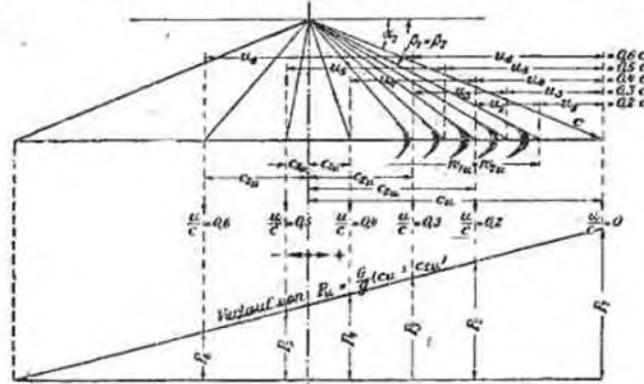
б) Рабочие лопатки (фиг. 952).

Передача энергии в рабочих лопатках происходит вследствие того, что струя пара, входящая с абсолютной скоростью w_1 , изменяет направление движения по изгибу лопатки. Поэтому тангенциальная составляющая w_{1u} падает в середине изгиба лопатки до нуля и появляется снова при дальнейшем движении по кривизне лопатки, обращен-



Фиг. 951.

ной назад, достигая величины w_{2u} . Замедление и последующее ускорение относительного тангенциального движения создает движущую силу на лопатках. Последняя достигает максимума при $u = 0$, когда $w_{1u} = w_{2u} = c_{1u}$, и уменьшается до нуля при $u = c_{1u}$, когда $w_{1u} = w_{2u} = 0$. При движении струи пара по каналу, в рабочих лопатках происходит местное уплотнение струи пара, наибольшее в слое, непосредственно соприкасающемся с вогнутой поверхностью лопатки и падающее по мере удаления от нее, при чем у выпуклой поверхности соседней лопатки создается давление, меньшее, чем давление в ступени. Окружное усилие есть разность давлений пара на вогнутую и выпуклую поверхности лопаток. Окружное усилие, отнесенное к 1 kg пара (удельное окружное усилие) при постоянном h , а следовательно, и при постоянной c , находится в линейной зависимости от $w_{1u} + w_{2u} = c_{1u} + c_{2u}$ как показано



Фиг. 952.

на фиг. 952 для идеального процесса. Там же видно, что большему удельному окружному усилию соответствует больший угол поворота $180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$, меньший угол открытия лопаток $\beta_1 + \beta_2$, большие скорости w_1 и w_2 , а также большие потери на уплотнение струи, вихри и трение. Потери скорости учитываются коэффициентом $\psi = w_2 : w_1$; ψ зависит также существенным образом от h , p , t и α . Для средних условий и практически применяемых пределов можно принять следующую зависимость от $\beta_1 + \beta_2$:

$\beta_1 + \beta_2 = 40^\circ$	50°	60°	70°	80°	90°	100°	110°
$\psi = 0,82$	$0,845$	$0,865$	$0,880$	$0,895$	$0,905$	$0,915$	$0,92$

Угол входа β_1 выбирают несколько большим, чем получается по расчету, принимая во внимание, могущее иметь место, отклонение струи в косом срезе насадка, так как удар под незначительным углом на рабочей (вогнутой) поверхности менее вреден, чем на тыловой (выпуклой) поверхности. Связь между количеством пара и сечением канала рабочих лопаток дается следующей формулой:

$$G_s = 0,0036 L_2 a_2 \sin \beta_2 w_2 \gamma_s$$

где G_2 — количество пара в кг/ч, проходящее через 1 канал, L_2 — длина лопатки в мм, $a_2 \sin \beta_2 = b_2$ — средняя ширина канала при выходе, $\gamma_{\text{кан}} = 1 : v_2$ — плотность пара в кг/м³. Ширина входа в рабочий канал $b_1 = b_2 (w_2 : w_1)$. Длина лопатки со стороны входа должна быть на несколько мм больше высоты насадки, чтобы струя входила правильно в рабочий канал.

с) Лабиринты и уравновешивающие поршни.

Первые служат для уплотнения вала в местах прохода через стенки цилиндра и промежуточные перегородки турбины, вторые — для разгрузки упорного подшипника от осевого давления в реактивных турбинах. Соприкосновение между уплотнением и валом в металлических лабиринтах не допускается и наличие зазоров в них ведет к потерям, незначительным в лабиринтах низкого давления и в лабиринтах со стороны вакуума, и более значительным в лабиринтах высокого давления и уравновешивающих поршнях. Лабиринты бывают осевые и радиальные с зазорами от 0,2 до 1 мм. В лабиринты со стороны вакуума требуется подвал пара для предохранения от впуска воздуха; для этой цели применяется пар, отводимый из лабиринта высокого давления.

Угольные уплотнения (кольца, разрезанные на четыре части; материал такой же, как в графито-угольных сетках динамомашин) могут выполняться с непосредственным соприкосновением с валом, при этом уголь шлифует вал, притирая образующую ржавчины. На одно кольцо допускается разница давлений до 5 атмосфер. Потери (утечка пара) на 25% меньше таковых в хорошем лабиринте.

При определении потерь пара через лабиринты различают два случая — выход из зазора последнего гребня при скорости ниже критической и выше критической. Первый случай встречается, главным образом, при лабиринтах в промежуточных перегородках. „Критическое“ значение противодавления p_k приблизительно определяется:

$$p_k = p_1 \cdot 0,85 \cdot \sqrt{\varepsilon + 1,5},$$

где ε — число дросселирующих зазоров.

Для противодавления $p_2 > p_k$ часовой расход пара через лабиринт:

$$G_{st} = 3600 f \sqrt{g(p_1^2 - p_2^2)} : \varepsilon p_1 v_1;$$

при $p_2 < p_k$: $G_{st} = 3600 f \sqrt{g} : (\varepsilon + 1,5) \cdot (p_1/v_1)$,

где p_1 и p_2 в кг/м²; площадь зазора f (м²).

д) Потери на трение в паре турбинного ротора.

Эта потеря для турбин мощностью свыше 1000 P.S. в при полном подводе пара имеет небольшую величину. Для одновального колеса при условии паривальности ε Стодола дает формулу:

$$N_r = \lambda [\beta_1 D^2 + \beta_2 (1 - \varepsilon) DL^{1,5}] u^3 \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \text{ в P.S.},$$

где λ для свободно вращающегося колеса в перегретом паре или воздухе = 1, а в насыщенном паре = 1,3, при покрытых колесах = 0,5—0,25.

D — средний диаметр лопаток в см,
 L — длина лопаток в см,
 u — средняя окружная скорость м/сек,
 γ — уд. вес. воздуха: кг/м³

$$\beta_1 = 1,46; \beta_2 = 0,88.$$

Для многовальных без подвода пара и непокрытых колес Ф о р н е р дает формулу:

$$N_r = \beta D^4 L n^3 \gamma \cdot 10^{-10} \text{ P. S.},$$

где D и L — как выше (пределы для $L = 1$ до 10 см),

n — число оборотов в минуту,

γ — уд. вес. пара в кг/м³,

$\beta = 2,4$ для одновальных колес,

$\beta = 4,8$ „ двухвальных „

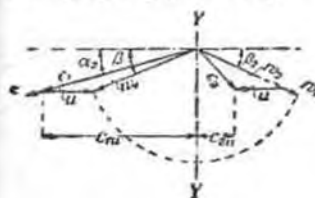
$\beta = 8,8$ „ трехвальных „

$\beta = 5,8$ „ четырехвальных колес.

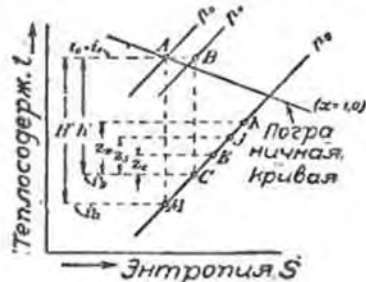
С. Активные турбины.

а) Одноступенчатые с 1—4 ступенями скорости.

1. Одна ступень скорости. Вследствие неизбежной большой потери с выходной скоростью и малого угла открытия лопаток дает незначительный коэффициент полезного действия (фиг. 953 и 954). Если p_0 (точка А) — давление в котле, p_1 (точка В) — давление перед турбиной, p_2 — давление выпуска, то $BC = h$ — расширение идеальной турбины, по которому определяется η .



Фиг. 953.



Фиг. 954.

Идеальная скорость выхода из сопла $c = 91,5 \sqrt{h}$, а действительная абсолютная скорость входа пара на лопатки $c_1 = \varphi c$. По скорости c_1 и средней окружной скорости лопатки u определяется относительная скорость w_1 , которая дает угол входной кромки лопатки. Угол β_2 для выходной скорости w_2 выбирается; величина выходной скорости $w_2 = \psi w_1$. По w_2 и u определяется абсолютная скорость выхода c_2 . Полезно использованный перепад будет:

$$h_u = \frac{A}{2g} (c_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - c_2^2) = \frac{A}{g} u (c_{1u} \pm c_{2u}).$$

Мощность на окружности колеса

$$L_u = G \cdot h_u : 632,3 \text{ в P.S.}; \quad L_u = G h_u : 860 \text{ в kW.}$$

Коэффициент полезного действия на окружности колеса

$$\eta_{\text{окр}} = (2u/c^2) (c_{1u} \pm c_{2u}).$$

c_{2u} будет отрицательным, если находится слева от оси Y.

2—4 ступени скорости применяются для уменьшения числа оборотов (до 6000) и окружной скорости (до 220 м/сек). Еще достаточно большая скорость c_2 первого ряда лопаток вначале изменяет направление с помощью направляющих лопаток такого же типа, как рабочие, для использования ее в следующем ряду рабочих лопаток. Если после этого остаток скорости еще достаточно велик, можно повторить то же самое в третий, а затем в четвертый раз. Каждый поворот струи пара сопровождается потерей скорости и получаемая скорость $c_1'' = \psi c_2$, ψ зависит от угла поворота струи. Коэффициент полезного действия будет

$$\eta_{и} = \frac{2u}{c^2} \sum c_{и}$$

$\sum c_{и} = c_{1и} + c_{2и} + c''_{1и} + c''_{2и} + c'''_{1и} + c'''_{2и} + \dots$, где величины с двумя штрихами дают проекции на плоскость вращения абсолютных скоростей входа и выхода второго венца рабочих лопаток.

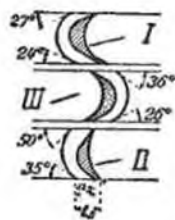
Хороший коэффициент полезного действия достижим, потому что многократный поворот струи дает большие потери. Распределение мощности между отдельными ступенями изменяется в сторону увеличения на первых ступенях с уменьшением $\epsilon : u$. При приближении $\eta_{и}$ к максимальному значению мощность последнего ряда делается равной нулю, а в дальнейшем — отрицательной. Ступени скорости полезны при работе только с регулировкой сопла (переменное $\epsilon : u$).

Таблица 6. Распред. мощности между ступенями колеса Кёртиса.

Ряд лопаток	1	2	3	4
2 ступени при $\epsilon : u = 5$, $\eta_{и} = 63,4\%$	80,6	19,4	—	— % мощности
3 " " $\epsilon : u = 7$, $\eta_{и} = 58,3\%$	66,6	27,6	5,8	— % "
4 " " $\epsilon : u = 10$, $\eta_{и} = 51,6\%$	55,0	28,4	11,6	5 % "

Главные величины для лопаточного аппарата.

	2 вена		3 вена		4 вена	
	Рабочие лопатки	Направ. лопатки	Рабочие лопатки	Направ. лопатки	Рабочие лопатки	Направ. лопатки
Выход из сопла $\lg \alpha_2$ °	35		40		45	
" " " d/t (не расшир.)	0,273		0,306		0,339	
Выход $\lg \beta_2$ в °	1-й ряд	45	49	—	49	—
	2-й "	65	100	58	68	54
	3-й "	—	—	84	100	65
	4-й "	—	—	—	—	84
$b = c_2 \sin \beta_2$ b/c_2	1-й ряд	0,349	—	0,382	—	0,382
	2-й "	0,481	0,587	0,435	0,489	0,410
	3-й "	—	—	0,502	0,587	0,481
	4-й "	—	—	—	—	0,562
Отношение длин лопаток, если принять сопл = 1	1-й ряд	1,32	—	1,32	—	1,32
	2-й "	1,84	2,32	1,63	1,95	1,08
	3-й "	—	—	2,26	2,74	2,42
	4-й "	—	—	—	—	3,10



Фиг. 955.

На фиг. 955 даны углы для колеса с двумя ступенями скорости, применяемого в части высокого давления больших турбин с регулировочными соплами, $\eta_{и} \approx 0,70$. При среднем h и при работе паром на границе насыщения действительны следующие величины $\eta_{и}$.

Таблица 7. Значения $\eta_{и}$.

$\epsilon : u$	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8,0	10,0	15,0
2 венца $\eta_{и}$	0,68	0,66	0,64	0,61	0,585	0,56	0,535	0,50	0,425	0,31
3 венца "	—	—	—	0,61	0,605	0,595	0,58	0,545	0,485	0,37
4 венца "	—	—	—	—	—	—	—	0,52	0,485	0,40

в) Многоступенчатые с несколькими ступенями скорости в каждой.

Такие турбины выполняются только с двухвенечными колесами и только в том случае, когда главную роль играет низкая цена турбины, а не коэффициент полезного действия; $\eta_{и} \approx 0,7$. Распределение тепловыделения и облопачивание колес, по возможности, одинаковы; при увеличении удельного объема преимущественно увеличивается наполнение. Развитая паровая камера между выходными кромками лопаток в следующем ряду сопел без возможности использования выходной скорости из лопаток.

с) Многоступенчатые с одним венцом в каждой ступени.

В конденсационных турбинах $z = 6-25$ ступеней в зависимости от h , G , N , u , l и η . Длина лопаток от 4 до 600 мм, u — лучше не свыше 200 м/сек, в крайнем случае до 300 м/сек. Путь для пара нужно создавать, по возможности, таким образом, чтобы получаемая в первой ступени выходная скорость c_2 сохраняла свою величину и терлась только раз при выходе из последнего колеса. Для идеального случая, при одинаковых перепадах $h = H/2$ для всех ступеней, c_2 — одинаково для каждой ступени, исключая c_0 — входную скорость в сопла первой ступени, следовательно, $h = Ac^2$; $2g = (c^2 - c_2^2) A$; $2g$, $\eta_{и} = h_{и} : h = (2u/c^2) \cdot (c_{1и} \pm c_{2и}) = (c_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - c_2^2) : (c^2 - c_2^2)$.

Вследствие сильного увеличения удельного объема пара в конце турбины, нужно в последней ступени увеличить h , в равным образом угол выхода из лопаток. От этого увеличивается c_2 и для правильного расчета можно считать, приблизительно, $c' = 91,5\sqrt{h'}$ и $h' = h + c_0^2$; 8378, при чем выбирают h' или h . Тогда

$$\eta_{и} = h_{и} : h = (c_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - c_2^2) : (c^2 - c_0^2)$$

В турбинах с частичным подводом пара часть выходной скорости для дальнейшего использования теряется, что оценивается приблизительно.

Мощность ступени $N_{ст}$ определяется по приблизительно вычисленному расходу пара G , за вычетом потери $G_{вн}$ через внешний лабиринт, и $G_{вн}$ — через промежуточные лабиринты ($G_{вн}$ — только для второй и последующих ступеней):

$$G_{и} = G - (G_{вн} + G_{вн}), \quad N_{ст} = G_{и} h_{и} : 632,5$$

Выходное сечение сопла $F_D = G_n v_2' : 0,0036 \varphi c' \text{ мм}^2$; $\varphi \approx 0,98 - 0,94$.

Выходное сечение рабочих лопаток $F_s = \frac{G_n v_2}{0,0036 \psi w_1} \text{ мм}^2$, ψ — стр. 665.

Длина лопаток $l = \frac{F_n}{D_m \pi \cdot b \cdot t} \text{ мм}$; D_m — средний диаметр рабочих лопаток, b : t — стр. 668.

Наилучшие достижимые величины η_m получаются при $c : u = 1,6$ до 2,0, что соответствует перепаду в ступени от 3,1 до 4,8 kcal при $u = 100 \text{ м/сек}$ и от 12 до 19 kcal при $u = 200 \text{ м/сек}$. Чаще всего выполняется при $c : u = 2$ до 3, $h = 10,7$ до 43 kcal при $u = 100$ до 200 м/сек.

В малых и средних турбинах в начальных ступенях частичный подвод пара для использования максимальных допустимых n . Регулировка соплами и подводом пара в промежуточных ступенях. В ступенях низкого давления для уменьшения большой длины лопаток в больших турбинах пар пускается параллельными потоками или цилиндр низкого давления выполняется как самостоятельная единица с меньшим числом оборотов и большим диаметром, чем часть высокого давления.

В. Реактивные турбины.

а) Детали.

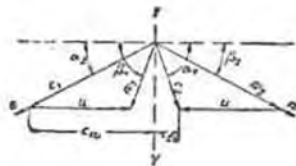
1. Степень реакции. Располагаемый перепад в ступени $h = h' + h''$ только в части h' будет превращен в направлении аппарата в скорость энергии. В зазоре между направляющими и рабочими лопатками давление пара будет выше, чем давление после рабочих лопаток соответственно перепаду h'' , который при проходе пара через каналы рабочих лопаток также превращается в скорость энергию. Избыток давления в рабочих лопатках создает непосредственно часть окружного усилия, поэтому такие турбины называются турбинами избыточного давления или (не совсем правильно) реактивными.

Отношение $\rho = h'' : h$ называется степенью реакции или степенью избытка давления. ρ может быть равно от 0 до 1. Наиболее употребительны реактивные ступени, в которых профили рабочих и направляющих лопаток в каждой ступени одинаковы ($\rho \approx 0,5$ — Парсонс). Обычно ρ несколько больше 0,5, так как, вследствие увеличения v , скорость выхода из рабочих лопаток больше скорости выхода из направляющих.

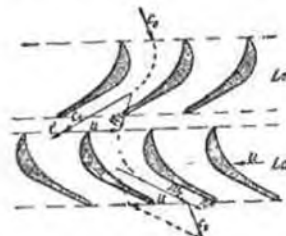
2. Мощность ступеней и коэффициент полезного действия. Вследствие разности давлений по обе стороны рабочих лопаток реактивные ступени выполняются только с полным подводом пара. Частичный подвод создает дополнительно недопустимо высокие потери в осевых зазорах. Потери через неплотности в активных ступенях, имеющие место в лабиринтах между валом и стенкой направляющего аппарата, в реактивных ступенях создаются, с одной стороны, в радиальных зазорах между направляющими лопатками в барабане ротора с диаметром, много большим, чем диаметр вала активной турбины, с другой стороны — в зазорах между рабочими лопатками и цилиндром. Чтобы уменьшить эти потери до допустимых пределов, нужно уменьшить радиальные за-

зоры, в особенности в области высоких давлений, несколько позволяет надежность работы турбины. Полный подвод в части высокого давления создает короткие лопатки, малые окружную и абсолютную скорости. а следовательно малое теплопадение, но допускает хорошее использование выходной (остаточной) скорости каждой ступени в последующей.

Наиболее употребительный способ термодинамического расчета основан на предположении равенства скоростей треугольников входа и выхода и равенства углов α_2 и β_2 , а также, что абсолютная скорость входа c_0 одинакова со скоростью выхода пара c_2 в этой же ступени.



Фиг. 956.



Фиг. 957.

На основании этих предположений построены треугольники скоростей (фиг. 956 и 957). Входная скорость в ступень c_0 (фиг. 957) повышается в направляющем канале, вследствие теплопадения h' до величины c' , которая из-за потерь уменьшается до $c_1 = \varphi c'$. По скорости c_1 и окружной скорости u определяется относительная скорость w_1 при входе в рабочие лопатки. В рабочих лопатках относительная скорость w_1 увеличивается вследствие перепада h'' до величины w' , которая вследствие потерь уменьшается до $w_2 = \psi w'$. По скорости w_2 и окружной скорости u определяется абсолютная скорость выхода c_2 .

Для $\rho = 0,5$; $c_0 = c_2$ и $\varphi = \psi$ располагаемое теплопадение ступени (фиг. 956):

$$h = [c'^2 - w_1^2] \cdot A : g = [w'^2 - c_2^2] A : g;$$

располагаемая работа для 1 kg пара в килограммометрах:

$$L = [c'^2 - w_1^2] \cdot 1/g.$$

Полезная работа на средней окружности лопаток

$$L_m = u [c_{1u} \pm c_{2u}] \cdot 1/g$$

и коэффициент полезного действия

$$\eta_m = \frac{u}{c'^2 - w_1^2} [c_{1u} \pm c_{2u}],$$

где c_{2u} будет отрицательна, если будет лежать влево от оси Y (фиг. 956).

Принимая во внимание действительную величину c_0 , получим следующие формулы, пригодные для различных ρ :

$$h = [c^2 - c_0^2 + w^2 - w_1^2] A / 2g,$$

$$L = [c^2 - c_0^2 + w^2 - w_1^2] 1/2g = c^2/2g.$$

$$L_{\text{из}} = [c_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - c_2^2] 1/2g = u [c_{1u} \pm c_{2u}] 1/g,$$

$$\eta_{\text{из}} = \frac{c_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - c_2^2}{c^2 - c_0^2 + w^2 - w_1^2} = \frac{2u}{c^2} [c_{1u} \pm c_{2u}].$$

Для $\rho = 0$, т.е. для активной ступени $w' = w_1$

$$\eta_{\text{из}} = (c_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - c_2^2) : (c^2 - c_0^2).$$

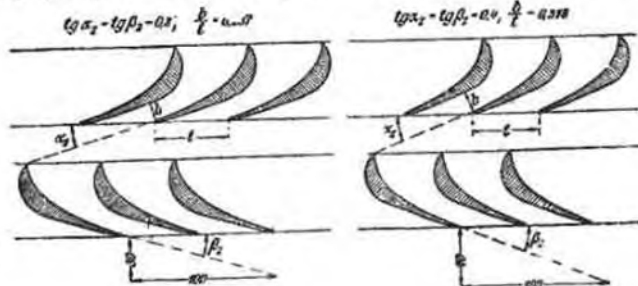
Коэффициенты φ и ψ , с помощью которых определяются действительные скорости $c_1 = \varphi c'$ и $w_2 = \psi w'$, зависят, главным образом, от угла открытия лопаток, т.е. для направляющих лопаток от $\alpha_1 + \alpha_2$, для рабочих лопаток — от $\beta_1 + \beta_2$ или соответственно от угла поворота струи, который будет равен $180^\circ - (\alpha_1 + \alpha_2)$ — для направляющих лопаток и $180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$ — для рабочих лопаток (фиг. 956).

Нижеследующие значения могут быть приняты как средние величины

или	$\left. \begin{matrix} \alpha_1 + \alpha_2 \\ \beta_1 + \beta_2 \end{matrix} \right\} = 180^\circ$	160°	140°	120°	100°	80°	70°	60°	50°	40°
	$180^\circ - (\alpha_1 + \alpha_2)$	20°	40°	60°	80°	100°	110°	120°	130°	140°
	$180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$	σ	20°	40°	60°	80°	100°	110°	130°	140°

φ , соотв. $\psi = 0,950, 0,984, 0,913, 0,987, 0,927, 0,912, 0,902, 0,890, 0,975, 0,855$

3. Профили лопаток. Вследствие дорогих вальцевых и тянущих устройств для изготовления лопаток и промежуточных вставок для них, необходимо ограничивать число различных профилей. Парсонс уста-

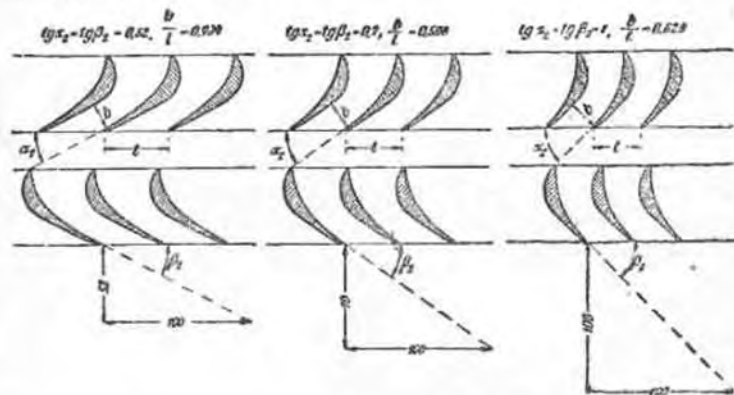


Фиг. 958.

Фиг. 959.

новлял опытным путем нормальные профили, для которых должны изготавливаться прокатные станы. На распределение давлений и передачу тепла влияют сечения и углы выхода. Профили определяются по \tan углов α_2 и β_2 (фиг. от 958 по 962).

Наименьший применимый α_2 , соответствующий β_2 около 17° ($\tan \alpha_2 = 0,3$), наибольший около 45° ($\tan \alpha_2 = 1$). Свободное проходное сечение лопаточного венца $F_3 = \pi \cdot D_m \cdot l \cdot b : t$, где D_m — диаметр средней окружности лопаток и $b : t$ — отношение ширины лопатки в свету выходной части канала, к шагу, отнесенному к D_m . На фиг. 958—962 приняты средние величины $b : t$.

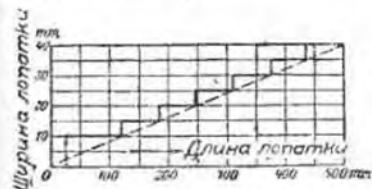


Фиг. 960.

Фиг. 961.

Фиг. 962.

$b : t$ изменяется при одинаковых промежуточных вставках с изменением длины лопаток, потому что толщина лопаток остается постоянной. Промежуточные профили каналов в связи с изменением угла α_2 образуются путем поворота лопаток основных профилей (изменение промежуточных вставок).



Фиг. 963.

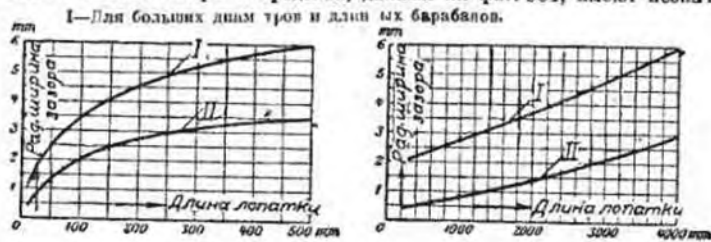


Фиг. 964: I — Для больших диаметров и длинных лопаток; II — Для малых диаметров и коротких лопаток.

4. Ширина и длина лопаток. Наименьшая применимая осевая ширина около 10 мм, максимальная — около 40 мм. Ширина не должна быть меньше $0,08 \cdot l$ (l — свободная длина лопаток). При больших перепадах в ступенях и больших окружных скоростях ширина определяется по расчету на прочность. На фиг. 963 дана зависимость ширины лопатки от длины при изменении ширины ступенями по 5 мм. Путем выбора про-

филя соответствующей жесткости можно избежать соединения лопаток между собой с помощью приращиваемой ленты или проволоки.

5. Осевые и радиальные зазоры. Вследствие высоких механических и тепловых напряжений, которые имеют место в валах, роторах, лопатках и корпусах турбины, в определенной точности исполнения, должны быть выдержаны минимальные величины осевых и радиальных зазоров. Осевые зазоры в пределах, данных на фиг. 964, имеют незначи-

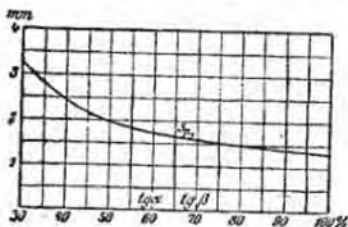


Фиг. 965.

Фиг. 966.

II—Для малых диаметров и коротких барабанов.

тельное влияние на коэффициент полезного действия. Большие зазоры понижают строительную стоимость. Для определения осевых зазоров нужно, кроме зависимости от длины лопаток и среднего диаметра лопаток согласно фиг. 964, принять во внимание также разницу в тепловом удлинении корпуса и ротора турбины в сторону от упорного подшипника.



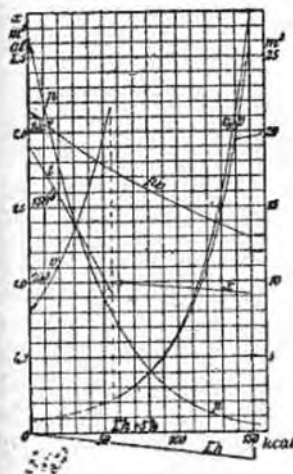
Фиг. 967.

Потеря в радиальных зазорах весьма существенно влияет на коэффициент полезного действия. Величина зазоров может быть выбрана в пределах, указанных на фиг. 965 и 966. Высокая температура пара и не первоклассное заводское выполнение требуют больших зазоров.

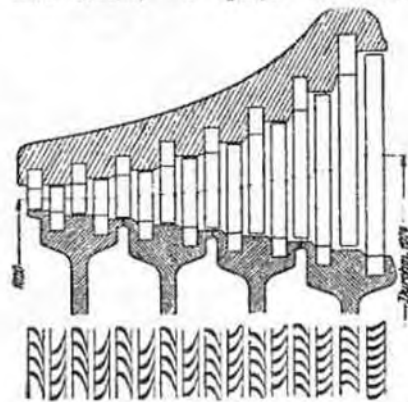
6. Потери в зазорах. Величина потери в радиальном зазоре приращивается отношением площади зазора ко всему сечению в ступени, через который движется пар¹⁾. Чем меньше $b : t$, соотв. α_1 и β_2 , тем большая доля площади зазора в общей площади прохода пара. Фиг. 967 дает приведенную величину зазора s_{p1} на 1 мм действительного радиального зазора s_p в зависимости от углов α и β . Следовательно, полная приведенная величина радиального зазора будет $s_p' = s_p \cdot s_p$ и приведенная длина лопатки $l' = l + s_p'$; отношение $s_p' : l$ дает возможность определить для каждой ступени потери в зазоре направляющих в рабочих лопатках.

б) Ход расчета.

Общие основания. Для определения диаметров и числа ступеней замечаются в части высокого давления длины лопаток и потери в зазорах, а в части низкого давления допустимая величина u . Полный подвод требует в части высокого давления малые диаметры, а следовательно, малые n и k . Поэтому обыкновенно получается большее число ступеней с расположением рабочих лопаток на барабане. При использовании полного теплонадежности с 15 ат до 0,05 ат abs удельный объем увеличивается в 150 раз против своего первоначального объема, что требует не только



Фиг. 968.



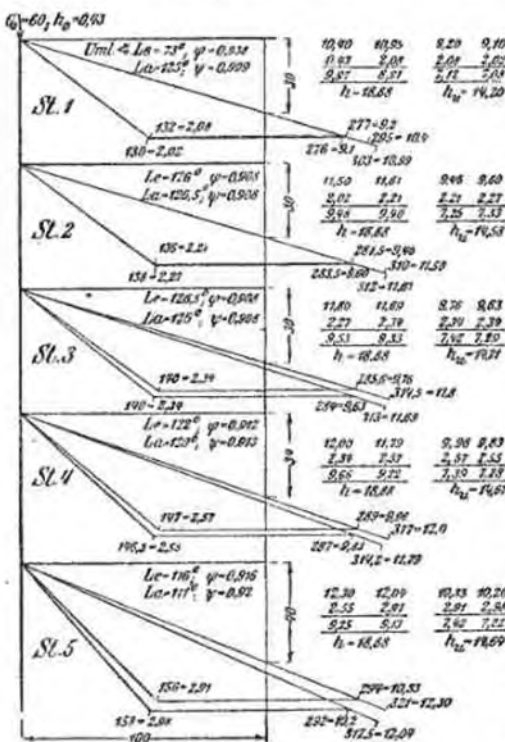
Фиг. 969.

удлинения лопаток и увеличения порочада в отдельных ступенях, но также увеличения угла выхода из лопаток в части низкого давления. Наибольший коэффициент полезного действия η_m получается при $s : m$ в пределах 1,2—1,8, что, однако, дает невыгодно большую число ступеней. Чаще всего выполняется при $s : m = 1,5—2,5$ ($s = 91,5 \cdot \sqrt{h}$). При расчете необходимо учитывать допусаемые напряжения материала. Это ограничивает наибольшую величину u . В свободно вращающемся колесе при $u = 100$ м/сек напряжение растяжения $K_2 = 800$ кг/см². Оно изменяется пропорционально u^2 . Допускаемая для полых барабанов скорость u при превышении 100 м/сек быстро достигает предела, вследствие допустимой нагрузки от лопаток. При предельных скоростях тщательно подсчитывается общее напряжение и непрерывно производится испытание на центробежную силу. Последний производится в n раз числе оборотов на 50% выше рабочего, в помещении, специально огражденном на случай разрыва барабана.

Т а б л и ц а 8. (Фиг. 969).

ММ ступеней	1		2		3		4		5		6		7		8			
	Г о д л о в а т о к		Направ.	Рабоч.	Направ.	Рабоч.	Направ.	Рабоч.	Направ.	Рабоч.	Направ.	Рабоч.	Направ.	Рабоч.	Направ.	Рабоч.		
Средний диаметр лопаток	D	mm	1020	=	=	1021	1032	=	1034	1026	1028	1033	1036	1042	1046	1054	1064	1074
Диаметр средней окружности лопаток	$U = Dc$	"	3203	=	=	3206	3209	=	3315	3232	3228	3240	3253	3273	3284	3310	3341	3372
Средняя окружная скорость	$u = \frac{U}{60}$	m/sec	—	160,1	—	160,3	—	160,5	—	161,1	—	162,0	—	163,6	—	166,5	—	168,6
Профиль лопаток	$\xi \propto (1/\beta)$	%	30	—	—	—	—	32	34	36	40	44	49	55	63	72	83	100
"	h/t	"	0,237	—	—	—	—	0,253	0,272	0,286	0,318	0,348	0,394	0,424	0,472	0,517	0,566	0,629
Число лопаток	z	"	320	—	—	321	—	326	332	337	349	300	373	389	412	438	471	525
Шаг	t	mm	10	—	—	—	—	9,85	9,69	9,54	9,26	9,0	8,7	8,39	7,97	7,56	7,09	6,42
Длина	$l = \frac{U \cdot t}{U \cdot h \cdot t}$	"	16,6	19,7	—	26,4	31,3	35,9	41,25	48,6	54,1	62,1	69,7	79,4	89,2	104,2	118,0	136,8
"	$l = l - \delta_p$	"	13,4	17,1	—	19,5	23,8	28,2	32,8	37,6	45,6	50,2	59,2	68,7	76,5	85,0	101,1	113,7
Радиальный зазор	δ_p	"	1,0	0,8	—	1,0	0,8	1,1	1,0	1,3	1,1	1,6	1,3	2,0	1,6	2,5	2,0	3,0
Приведен. зазор для 1 мм зазора	$\delta_p' = \delta_p \cdot \frac{U_p}{U}$	"	3,25	—	—	—	—	—	3,05	2,9	2,7	2,45	2,2	2,0	1,8	1,7	1,55	1,44
" для всего зазора	$100(\delta_p' : l)$	%	3,25	2,6	—	3,25	2,6	3,77	3,05	3,77	2,97	3,13	2,66	4,0	2,9	4,25	3,1	4,3
Потери через зазор	$100(\delta_p' : l)$	%	19,6	13,2	—	14,2	9,83	11,2	8,5	9,14	6,1	7,25	4,6	5,75	3,65	4,77	2,98	3,64
Выходная площадь каналов	F_p	mm ²	12 620	14 970	—	17 280	20 100	21 200	29 150	36 000	44 800	55 500	70 000	87 000	110 400	138 300	178 300	223 000
Давление пара	P_1	at abs	2,65	2,16	—	1,78	1,43	1,19	0,94	0,75	0,583	0,46	0,354	0,276	0,209	0,162	0,121	0,092
Температура пара	t_1	°C	194	178	—	162	146	125,5	113	97	—	—	—	—	—	—	—	—
Паросодержание	x_1	"	—	—	—	—	—	—	—	0,9956	0,987	0,979	0,9705	0,962	0,954	0,9465	0,9385	0,932
Давление пара	P_2	at abs	2,16	1,78	—	1,45	1,19	0,94	0,75	0,583	0,46	0,354	0,276	0,209	0,162	0,121	0,092	0,0675
Температура пара	t_2'	°C	172	158	—	141	125	108	92	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Паросодержание	x_2'	"	—	—	—	—	—	—	—	0,992	0,9838	0,9745	0,967	0,958	0,951	0,942	0,9355	0,927
Удельный объем ($x=1$)	v_{02}	m ³ /kg	—	—	—	—	—	—	—	2,835	3,56	4,555	5,75	7,47	9,47	12,48	16,10	21,67
"	v_2'	"	0,05	1,123	—	1,322	1,55	1,88	2,25	2,83	3,50	4,439	5,56	7,15	9,01	11,76	15,15	20,00
Выходная скорость	c_2 (m/s)	m/sec	277	276	—	281,5	283,5	285,6	294	289	287	294	292	302	300,6	313	312,6	330
Теплосодержание	i_1	kcal/kg	682,00	674,88	—	667,80	660,55	653,22	645,80	638,51	631,12	623,84	616,42	609,20	601,85	594,69	587,39	580,63
Активный перепад	h'	"	9,97	—	—	9,48	—	—	9,53	—	—	9,75	—	9,80	—	9,85	—	9,90
Реактивный "	h''	"	—	8,91	—	9,40	—	—	9,35	—	9,23	—	9,13	—	9,08	—	9,03	—
Полный "	h	"	—	18,88	—	18,88	—	—	18,88	—	18,88	—	18,88	—	18,88	—	18,88	—
Сумма h	Σh	"	—	18,88	—	28,36	37,76	47,29	56,64	66,30	75,52	85,27	94,40	104,20	113,25	123,13	132,10	142,06
Конечное состояние по адiabате	i_2'	"	672,03	665,97	—	659,32	651,15	643,69	636,45	628,35	621,90	614,69	607,29	599,40	592,75	584,94	578,31	570,73
Работа на окр. колеса акт. процесса	h_{01}	"	7,12	—	—	7,25	—	—	7,42	—	—	7,42	—	7,37	—	7,30	—	6,80
Работа на окр. колеса реакт. проц.	h_{02}	"	—	7,08	—	7,33	—	—	7,29	—	7,28	—	7,22	—	7,14	—	6,76	—
Полная работа на окр. колеса	h_{03}	"	—	14,20	—	14,57	—	—	14,71	—	14,67	—	14,64	—	14,51	—	14,06	—
Сумма h_{03}	Σh_{03}	"	—	14,20	—	21,45	28,79	37,20	43,49	50,88	58,16	65,58	72,72	80,17	87,31	94,61	101,37	108,17
Идеальная мощность ступеней	$N_{01} = G \cdot h : 632$	P.S.	—	395,6	—	395,6	—	—	395,6	—	—	395,6	—	395,6	—	395,6	—	395,6
" полезная мощность	$N_{02} = G \cdot h_{03} : 632$	"	—	297,6	—	308,3	—	—	308,3	—	—	307,5	—	306,3	—	304,1	—	294,7
Потери в зазорах	$N_{03} = N_{01} - N_{02}$	"	—	98,0	—	87,3	—	—	87,3	—	—	88,1	—	89,3	—	91,5	—	100,9
"	$100(N_{03} : N_{01})$	%	—	24,8	—	22,3	—	—	22,3	—	—	23,4	—	22,6	—	23,0	—	25,5
Действ. полезная мощность	$N_{04} = N_{02} - N_{03}$	P.S.	—	297,6	—	308,3	—	—	308,3	—	—	307,5	—	306,3	—	304,1	—	294,7
Коэфф. полезного действия ступеней	$100(N_{04} : N_{01})$	%	—	82,8	—	85,3	—	—	85,3	—	—	85,3	—	85,3	—	85,3	—	85,3
"	ΣN_{04}	P.S.	—	248,6	—	317,7	—	—	395,6	—	—	473,6	—	551,9	—	630,4	—	719,3

Пример. Реактивная турбина низкого давления, для которой требуется $G_c = 13250$ кг в час, включая пар для элтрификации; $n = 3000$ в минуту; состояние перед первой ступенью: $p_1 = 2,65$ ат абс., $t_1 = 194^\circ$, $i_1 = 682$ ккал. Состояние пара при выходе: $p_0 = 0,05$ ат абс., $i_{0p} = 535,5$ ккал; адиабатический негод $H = 682 - 535,5 = 146,5$ ккал. Сумма единичных перепадов, оценивая возмозражающую часть потерь этого перепада в 3% , $\Sigma h = 151$ ккал. Число ступеней должно быть возможно малым. Средний диаметр рабочих лопаток принят около 1050 мм, соотв. $u = 165$ м/сек; $c = 91,5$.



Фиг. 970.

частью многократно взаимному исправлению, пока проект не будет закончен.

Расчет отдельных ступеней (фиг. 969—971 и таблица 8). Для построения скоростных треугольников целесообразнее применить выделенную бумагу и треугольники входа и вала поместить в одном квадрате. Чтобы при проектировании c_1 и c_2 в каждой ступени c_1 и c_2 приблизительно равными, нужно выбрать k' немного больше h ; $\Sigma h \geq 1073 c_0 < c_1$.

k' определяется по $h - h'$. На фиг. 970—971 рядом со скоростными треугольниками соответствующие тепловые перепады. $h_{c1} = (c_1 / 91,5)^2$; $c_1' = 91,5 \sqrt{h_{c1}}$; $c_2 = c_1$; $h_{c2} = (c_2 / 91,5)^2$; $h_{w1} = h_{c1} + h''$; $w_1 = 91,5 \sqrt{h_{w1}}$; $w_2 = \psi w_1$; $h_{w2} =$

$= (w_2 / 91,5)^2$; $h_{c2} = (c_2 / 91,5)^2 = h_0$ для следующей ступени. После того $h_u = h_{c1} - h_{w1} + h_{w2} - h_{c2}$ и $\tau_{u1} = h_u / h$.

Коэффициенты ψ и ψ' взяты (фиг. 970 и 971) в зависимости от угла поворота струи, при чем для направленных лопаток угол поворота равен сумме углов между осью F и направлением скорости c_1 (ступень 7, фиг. 971) и c_2 (ступень 6, фиг. 971); для рабочих лопаток — суммой углов между осью F и направлением скорости w_1 и w_2 (ступень 7, фиг. 971). Коэффициент потерь скорости из-за нескольких выходов, чем было угадано ранее, в предположении, что проектируемая турбина будет иметь идеальное изменение проходных сечений.

Чтобы при построении A получить конструктивно удобные ступенчатые изменения длины лопаток, необходимо вести расчет с переменными глазом α и β в допустимых пределах.

Все расчетные величины собраны в таблице 8. По h и h_u строится процесс в $J-S$ диаграмме, а в $J-P$ диаграмме — кривая τ . После этого определяются выходные сечения для направленных лопаток из уравнения $F_1' = G_{1p} / 0,0036 c_1$ и для рабочих лопаток из уравнения $F_2' = G_{2p} / 0,0036 w_2$; F_1' исключает пар, проходящий через зазор, и следовательно, для лопаток $F = F_0' : U \sin \alpha$ соответствует зазору, равному нулю. Но действительному зазору φ_p и с помощью кривой τ φ_p' определяется и длина лопатки из уравнения $\varphi_p' = \tau - \alpha$.

Идеальная мощность ступени $N' = G_p h = 632,3$ и идеальная полезная мощность $N_p' = G_p h_u = 632,3$ (без учета потерь через зазоры). По последней и по средней величине φ_p' для каждой ступени определяется соответствующая величина $N_{sp} = N_p' \cdot \varphi_p' : \varphi$.

Действительная мощность на окружности колеса $N_u = N_p' - N_{sp}$. Для определения мощности на валу необходимо учесть трение ротора и пар.

Было бы правильно определить F_2' по скорости, промежуточной между c_1 и c_2' . По удельному объему v несколько меньше действительного, так как при его определении не принимается во внимание влияние потерь в зазоре на состояние пара, чем и компенсируется приближенные значения c_1 .

Идеальная мощность ступени $N' = G_p h = 632,3$ и идеальная полезная мощность $N_p' = G_p h_u = 632,3$ (без учета потерь через зазоры). По последней и по средней величине φ_p' для каждой ступени определяется соответствующая величина $N_{sp} = N_p' \cdot \varphi_p' : \varphi$.

Действительная мощность на окружности колеса $N_u = N_p' - N_{sp}$. Для определения мощности на валу необходимо учесть трение ротора и пар.

Было бы правильно определить F_2' по скорости, промежуточной между c_1 и c_2' . По удельному объему v несколько меньше действительного, так как при его определении не принимается во внимание влияние потерь в зазоре на состояние пара, чем и компенсируется приближенные значения c_1 .

Идеальная мощность ступени $N' = G_p h = 632,3$ и идеальная полезная мощность $N_p' = G_p h_u = 632,3$ (без учета потерь через зазоры). По последней и по средней величине φ_p' для каждой ступени определяется соответствующая величина $N_{sp} = N_p' \cdot \varphi_p' : \varphi$.

Действительная мощность на окружности колеса $N_u = N_p' - N_{sp}$. Для определения мощности на валу необходимо учесть трение ротора и пар.

Было бы правильно определить F_2' по скорости, промежуточной между c_1 и c_2' . По удельному объему v несколько меньше действительного, так как при его определении не принимается во внимание влияние потерь в зазоре на состояние пара, чем и компенсируется приближенные значения c_1 .

Идеальная мощность ступени $N' = G_p h = 632,3$ и идеальная полезная мощность $N_p' = G_p h_u = 632,3$ (без учета потерь через зазоры). По последней и по средней величине φ_p' для каждой ступени определяется соответствующая величина $N_{sp} = N_p' \cdot \varphi_p' : \varphi$.

Действительная мощность на окружности колеса $N_u = N_p' - N_{sp}$. Для определения мощности на валу необходимо учесть трение ротора и пар.

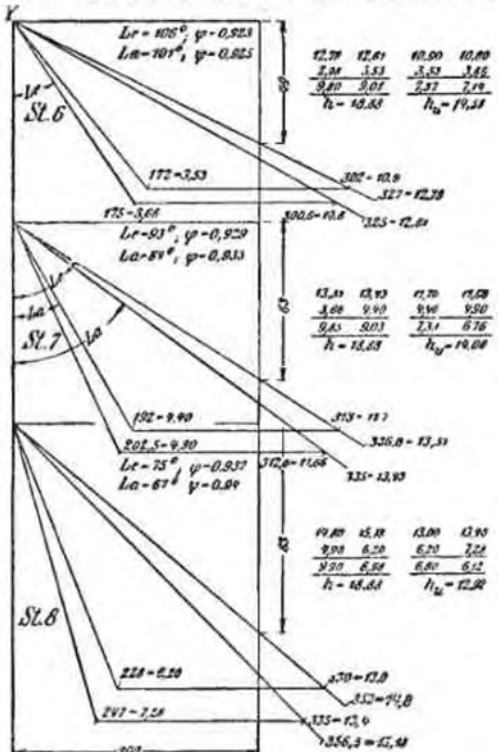


Abb. 22.

Фиг. 971.

Е. Системы паровых турбин.

Применяются преимущественно турбины осевого типа; радиального типа очень редко. Лопатки активных турбин почти без исключения располагаются на колесах, при чем при больших окружных скоростях и большой длине применяются прочные лопатки, фрезерованные со всех сторон. Многовенечное колесо Кертиса все больше начинает уступать ступенчатым колесам без ступеней скорости.

Реактивные лопатки чаще всего размещаются на барабане, который в части низкого давления насаживается на вал в паретом состоянии. Часто барабан с валом имеют фланцевое соединение. Вместо примененного ранее ступенчатого барабана теперь часто применяют конический. Иногда вал отклоняется в одно целое с массивным ротором, применяются титановые лопатки Парсона с увеличенным укреплением; сильно нагретые лопатки части низкого давления исполняются с утолщенным основанием и уменьшающейся толщиной лопатки по высоте и с расползанием их на одновенечных колесах.

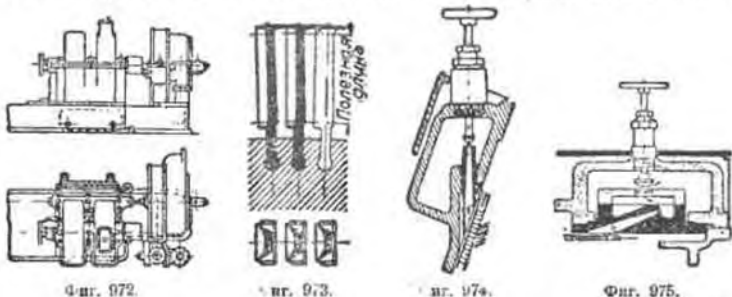
Модели последних лет показывают очень интересные новости в конструкции. Нужно отметить в особенности достижения в построении очень больших мощностей и в применении пара высокого давления. В связи с этим снова возвращаются к многоцилиндровым типам и применяют большое число ступеней в части высокого давления.

Число оборотов — 3000 в минуту применяется при мощностях до 20 000 kW. Более высокие числа оборотов применяются и соединения с зубчатой передачей, а также для привода компрессоров.

Турбины можно разделить на следующие основные группы:

а) Одноступенчатые дисковые турбины (Лавала).

Одноступенчатое активное колесо имеет небольшой подвод пара с помощью одного или нескольких расширяющихся насадков (сопел). Число оборотов очень большое (для 1,5—300 P. S. от 32000 до 10400 в мин.)



Фиг. 972.

Фиг. 973.

Фиг. 974.

Фиг. 975.

и понижается до 4000—1000 об./мин. с помощью зубчатой передачи с шевронными колесами при малом шаге и большой шпине зубьев. По последним данным турбины до 300 P. S. доставляются только с одним

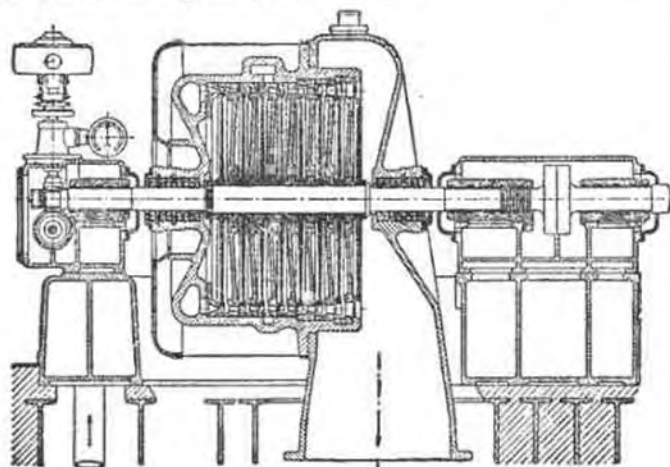
передаточным валом; при этом для мощностей свыше 50 P. S. имеются промежуточные подшипники между обеими половинами шевронных колес (фиг. 972); свободный конец передаточного вала имеет половину соединительной муфты или ременный шкив, в этом случае ставится внешний подшипник.

Фиг. 973 показывает укрепление лопаток, а фиг. 974 и 975 зазор сопел.

При наибольшей простоте системы для достижения возможно благоприятных результатов употребляется следующее соотношение: U^2 и для работы на выходе от 5,2 до 4,2, при работе на конденсацию от 5,9 до 2,7, термодинамический коэффициент полезного действия для указанных пределов 0,275—0,400 при работе на выходе, 0,500—0,500 при работе на конденсацию, отнесенный к мощности на валу передатки без учета потерь для приведения в действие конденсационной установки, для сухого насыщенного пара. При перегреве расход пара уменьшается на $\frac{1}{6}$ — на каждые 50° повышения температуры пара.

б) Многоступенчатые дисковые турбины без скоростных ступеней.

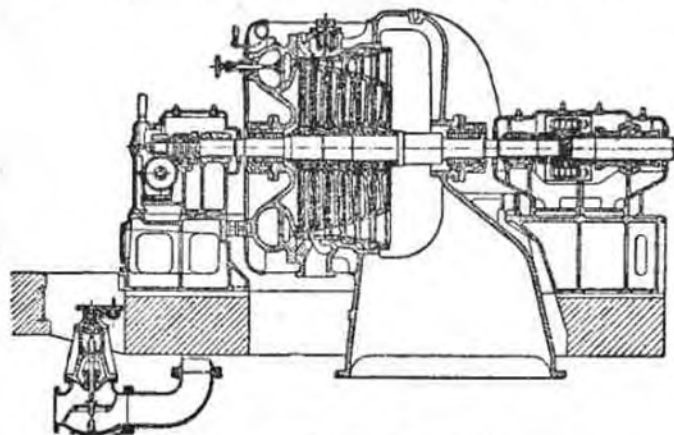
Турбины этой системы были введены Рато и Целли. Турбина Целли может быть признана руководящей ввиду распространения за ее основные свойства — малое число ступеней при больших окружных скоростях, применяемые прочные диски и лопатки.



Фиг. 976. Дисковая турбина завода Escher, Wyss & Cie.

Одновенечные колеса разделяются промежуточными перегородками, расположенными в общем, разделением по горизонтальной плоскости цилиндра с подводом пара через расширяющиеся насадки. Выходная скорость из расширяющихся аппаратов близка к критической или нестатки немного превосходит ее. Первые колеса высокого давления имеют

парциальный подвод, колеса низкого давления — полый подвод. Диаметр колес при 3000 об./мин. минимально 900 мм, при больших мощностях до 1500 мм, при низких числах оборотов до 2500 мм. Число ступеней при 3000 об./мин. 7—8, при 1500 об./мин. 12, при 1000 об./мин. 16, последнее при мощности до 30000 Р. С. Мощности, при которой еще допустимо 3000 об./мин., достигает уже 12000 кВт, при одновременном стремлении с другой стороны к уменьшению числа ступеней. Фиг. 976 показывает нормальное выполнение завода Escher, Wyss & Cie,



Фиг. 977. Паровая турбина завода MAN.

фиг. 977 турбина в 7500 кВт при 3000 об./мин. завода MAN. Фиг. 978 показывает интересную конструкцию цилиндра в части низкого давления, для очень большой мощности, с двумя выходными штуцерами для присоединения к 2 м конденсаторам и с опорой поперечине. Для работы с противодавлением эти турбины выполняются с 2—4 ступенями давления. Для привода конденсационных насосов, имеющих число оборотов от 1000 до 1500 в мин., применяются турбины с 5000—6000 об./мин. с зубчатой передачей.

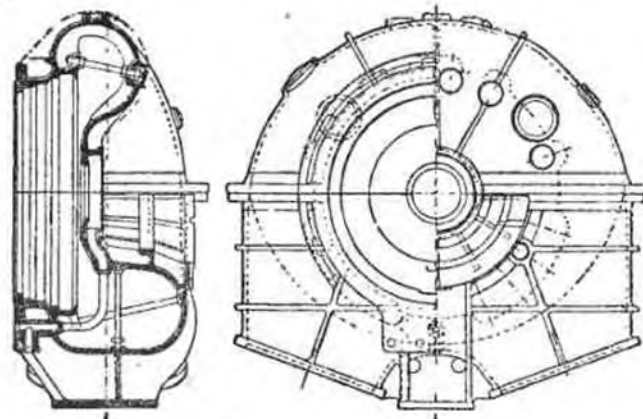
Лопатки, фрезерованные из никелевой стали с усиленным основанием и с уменьшающимся сечением по длине. Укрепление в проточенном в колесе канале, форкой ороканной бушвы Т, с расположением между лопатками промежуточных вставок.

При длинных лопатках основание их утолщается настолько, что правильное расположение лопаток достигается без промежуточных вставок. По внешней окружности лопатки покрываются толстым бандажем из высокопрочной стали, разделенным на отдельные участки и укрепленным раскладной концов лопатки.

Направляющие аппараты образованы лопатками из листовой стали, которые залиты при отливке в тело промежуточной перего-

родки; они ставятся с небольшим наклоном внутрь (по направлению движения колеса), чтобы обеспечить правильный вход струи в рабочий канал колеса. Каналы должны быть чисто обработаны. Разъемные промежуточные перегородки должны охватывать ступицы рабочих колес с малыми заторами, уплотнение создается заволакиванием белым металлом или бронзовыми буксами с лабиринтами, чугунными буксами с зачеканенными в них бронзовыми кольцами или для первого колеса угольными кольцами.

Паружные уплотнения вала делаются с помощью разрезных угольных колес, которые стягиваются прочными арматурами и удерживаются от поперечного движения металлическими кольцами, поставленными одно за другим.



Фиг. 978. Паровая турбина завода MAN.

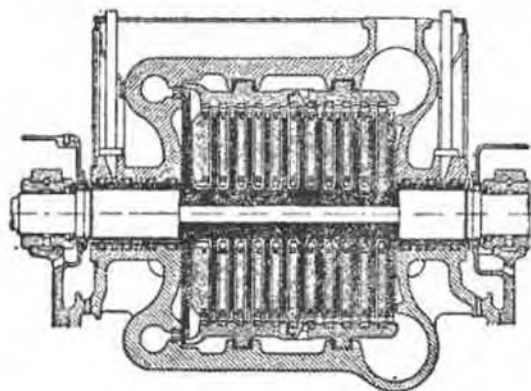
Валы для чисел оборотов от 1000 до 1500 в мин. делаются жесткими, для 3000 об./мин. большей частью упругими. Переход через критическое число оборотов при обычно хорошем соотношении ротора едва заметен.

Регулирование по способу, введенному Целли, происходит с помощью распределительного золотника, который переставляется регулятором и пускает масло под давлением в цилиндр сервомотора, передвигающего поршни, в котором устанавливается в соответствующем положении дроссельный клапан и возвращается в среднее положение распределительный золотник. Изменение числа оборотов достигается переставкой полезной части хода регулятора при различных конструктивных формах выполнения. При турбинах со ступенями давления наиболее выгодно дроссельное регулирование. При его простоте он не оказывает неблагоприятного влияния на расход пара; при $1/2$ нагрузке последний увеличивается только приблизительно на 5% по сравнению с полной нагрузкой. В некоторых случаях применяется регулировка закрытием сопел от руки или автоматически, напр. при турбинах с отбором, с про-

тиводавлением или смешанного давления. При регулировке соплами сервомотор сначала открывает дроссельный клапан и при продолжающемся повороте в полном давлении после клапана открывает один за другим следующие сопловые клапаны с помощью кривых клиньев; при разгрузке клапаны закрываются в обратном порядке (MAN). Перегрузка достигается большей частью включением дополнительных сопел высокого давления. Современный общепотребительный предохранительный регулятор закрывает впускной клапан при превышении рабочего числа оборотов на 10—15%; он устанавливается непосредственно на турбинном валу.

Новейшие конструкции многоступенчатых турбин с одновечными колесами первого Брюнского завода (проф. L ö s e l), отличающиеся особо благоприятным термодинамическим коэффициентом полезного действия в части высокого давления, основаны на применении очень малых скоростей пара (L ö f f l e r, Z. d. V. d. I. 1924, S. 106—107) и большого числа ступеней с расположением в нескольких цилиндрах (смет. Брюнского завода).

Испытание проф. Стодола турбины с противодавлением на сахарном заводе в Вестомбиде (Богемия) при 14,17 ат абв, 394°C перед впускным клапаном и 1,947 ат абв противодавления дало термодинамический коэффициент полезного действия, оцененный и мощности на муфте 81% при нагрузке на клеммах в 2825,2 kW (Z. d. V. d. I. 1923, S. 1163).



Фиг. 979. Паровая турбина завода MAN.

Колеса имеют малый диаметр. Они отковываются и вытачиваются вместе с валом из одного куска. Как рабочие, так и направляющие лопатки фрезуются, полируются и устанавливаются в диски. Фиг. 979 дает конструкцию в исполнении завода MAN. Первое колесо с парциальным подводом, остальные с полным. Показанные у восьмого колеса вспомогательные сопла служат для подвода свежего пара к указанной ступени для перегрузки или для достижения полной нагрузки, если расход пара должен быть наиболее благоприятным, например, при $\frac{3}{4}$ нагрузки. Такие сопла часто применяются при турбинах с отбором пара. Направляющие ани-

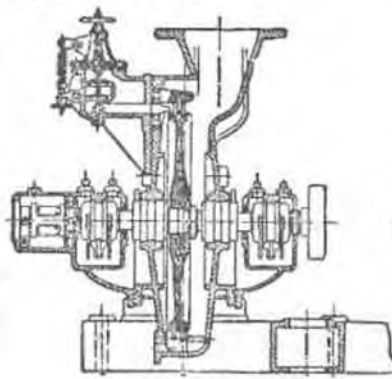
раты расположены не непосредственно в цилиндре, как делалось до сих пор, а в дополнительном цилиндре, состоящем из 2 частей и установленном в начале (паронепроницаемых) корпус турбины, при чем он со всех сторон омывается паром. Таким путем обеспечен равномерное нагревание и свободное расширение. Незначительный перепад, который используется в первом колесе, дает высокое давление перед лабиринтом. Ввиду этого применяется лабиринт особой конструкции.

Описанная система до сих пор применяется главным образом для турбин с противодавлением и с отбором. Для конденсационных турбин применяется инновационные комбинированные с регулирующей частью высокого давления. Существуют многочисленные установки для давления пара до 30 ат и перегрева до 400°C. Нагоняется турбина в 10000 kW для давления в 140 ат.

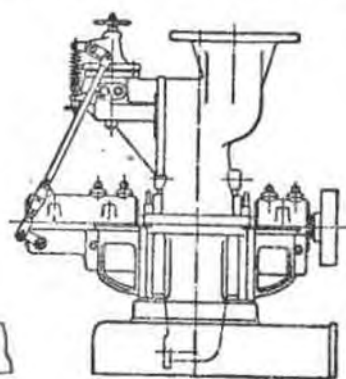
е) Дисковые турбины со ступенями скорости.

Турбины с одним многоскоростным диском (Кёртис) без ступеней давления, с подводом пара расширяющимся соплами имеют большое распространение для малых мощностей с числом оборотов 3000—5000 в мин. для привода вентиляторов, питательных насосов, циркуляционных и вододушных насосов поверхностной конденсации.

В последнем случае малый пар подводит к главной турбине в то место, где давление падает ниже атмосферного только при очень малой нагрузке, чтобы вакуум не нарушался воздухом, проникающим в уплотнения малой турбины, где обычно применяются только угольные кольца без подвода пара. При очень малой нагрузке и холодном ходе главной турбины малый пар направляется регулятором главной турбины непосредственно в конденсатор (реже в атмосферу), потому что поступающий в значительном количестве пар мог бы дать такую значительную мощность, что регулирование перестало бы управлять турбиной. При таком несколько меньшем малом турбина удерживается сильным регулятором, вли. по крайней мере, применяется предохранительный регулятор с переставными пределами выключения.



Фиг. 980.

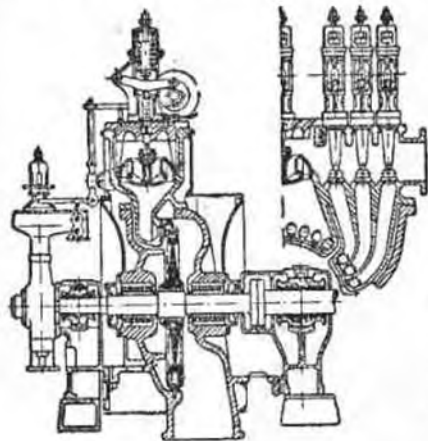


Фиг. 981.

Диаметр и число ступеней выбираются по числу оборотов и в зависимости от назначения, при чем часто решающую роль играет цена. (О влиянии см. теоретическую часть).

Фигуры 980 и 981 показывают очень распространенный тип с горизонтально размещаемым корпусом, при чем направляющие лопатки под-

вмяются вместе с верхней частью цилиндра и клапанном корпусом. Вместо покатанного здесь на турбинном валу регулятора Лавала также применяются вертикальные тихоходные регуляторы с червячной передачей, напр. завода Thyssen & Co. и завода Melms & Pfeininger. При изготовлении с неразрезным корпусом колеса и направляющие аппараты вытаскиваются через боковую крышку, на которой находится подшипник и регулятор. В модели завода Гумбольдт направляющие лопатки укреплены на крышке, которая снимается одновременно с валом и диском, после чего лопатки можно отвернуть; этим достигается малый диаметр корпуса и удобная разборка.



Фиг. 982.

Простое колесо Кёртиса годится также для турбины с противодавлением. На фиг. 982 изображена турбина „Всеобщей компании электричества“ при регулировке частью митлем, частью валом и т. д. Примененные колеса Кертиса во всех ступенях давления встречались ранее у G. E. Co. и AEG и в малых турбинах, что едва ли удовлетворит современным требованиям.

Важнейшее применение колеса Кертиса — в использовании его, как части

высокого давления в комбинированном типе, где часть низкого давления выполняется из нескольких одноосечных активных колес или реактивной турбины, высокий коэффициент полезного действия которых дает хороший общий результат.

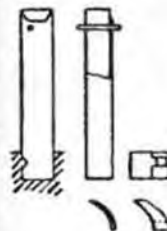
К этой группе принадлежит также радиальная турбина „Электра“, завода A. S. Kähle, Корр & Kähler, с улучшениями против первоначальных конструкций. Расположенные со стороны диска лопатки подвергаются воздействию пара со стороны и внутренней стороны, в малых турбинах четыре раза, а в больших только два раза на каждом колесе, при чем число ступеней давления доводится в этом случае до четырех.

д) Реактивные турбины (Парсонаса).

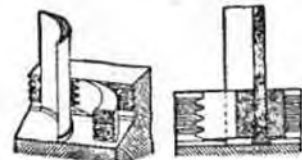
Первые турбины Парсонаса работали исключительно с лопатками избыточного давления при малой начальной скорости, очень большом числе ступеней, при многоцилиндровом типе. Коэффициент полезного действия части высокого давления незначителен, вследствие вырванных лопаток, так как получались большие потери через зазоры, если общий расход пара был не велик. Поэтому в части высокого давления были применены колеса Кертиса, а позднее одноосечные активные колеса; при этом была существенно понижена стоимость турбин. Коэффициент

полезного действия части низкого давления всегда был очень хороший, вследствие приспособленности турбины к использованию глубокого вакуума. Дальнейшие существенные улучшения, достигнутые в том же направлении, приближают к пределам теоретической возможности и применение реактивных лопаток делается также выгодным и в части высокого давления.

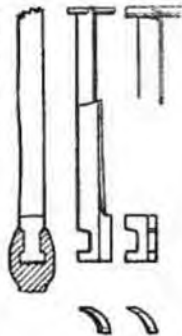
Работа разгрузочных поршней существенно облегчается, если они соединены только с частью низкого давления; протекающий через них пар может быть использован в ступенях низкого давления. В турбинах с противодавлением он отводится вместе с отработанным паром. Иногда вместо разгрузочного поршня применяют упорный подшипник. При больших мощностях часть низкого давления выполняют с разделением парового потока на два параллельных, при этом уничтожается осевое давление. При многоцилиндровых системах также возможно направлением парового потока в одном цилиндре в одну сторону, в другом в противоположную, настолько уравновесить систему, что остаток осевого давления можно передать на упорный подшипник. Исключение лопаток и



Фиг. 983.



Фиг. 984.



Фиг. 985.

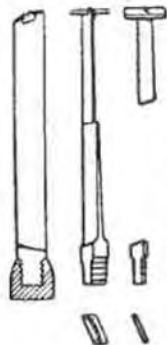
способы укрепления завода Броуц, Бовери и К° показаны на фиг. 983, 984 и 985.

Укрепление прокатанных лопаток, с односторонней вырубкой было уже улучшением существовавших форм (фиг. 983). Оно достаточно для слабо напряженных лопаток и для неподвижных.

Другое укрепление прокатанных лопаток показано на фиг. 984. В стенках канала проточены с обеих сторон углубления, к которым пригнаны промежуточные вставки. Свободные концы лопаток укреплены пропущенной и припаянной проволокой.

Для высоких напряжений, создаваемых центробежной силой, применяются флюэватные лопатки с утолщенными основаниями, укрепленные в канале, расточенном в обе стороны в нижней части, как показано на фиг. 985. При наименьших напряжениях соединения лопаток и промежуточные вставки имеют по несколько заточек. В обоих случаях концы лопаток укреплены бандажем. Ступени давления, выполненные на колесах, не требуют промежуточных перегородок. Направляющая лопатка турбины ВЭС делается значительно длиннее по направлению к центру, чем выходная кромка рабочих лопаток, и покрывается бандажем. Это создает всасывающее и нагнетающее действие, уменьшая потери в зазоре.

На фиг. 987 показано укрепление лопаток путем расчеканенной вставки с одной стороны (вставка лопаток отдельными пачками—Melms—Pfeffinger, Thyssen—Rüder)



Фиг. 986.

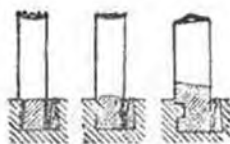
Комбинированная система. Современные турбины, главным образом комбинированные из активных и реактивных ступеней, при чем предел применения последних определяется величиной и стоимостью турбины. Перед реактивной частью, смотря по обстоятельствам, ставят или колесо Кёртиса, или одновечное активное колесо, или несколько типовых, перед которыми иногда ставится еще колесо Кёртиса.

Ниже приведенные примеры показывают различные конструктивные выполнения:

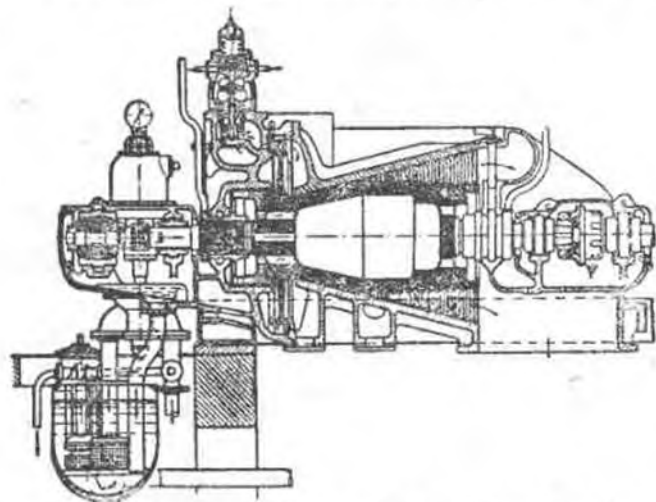
1. Броун, Бовери и Ко. (Фиг. 988—993). По типу, одинаковому с показанным на фиг. 990, только с большим числом ступеней, выполняются одноцилиндровые турбины мощностью

до 40000 kW при 1500 об./мин. при малой строительной длине.

Многоцилиндровая конструкция допускает разделение парового потока на 2 параллельных в части низкого давления и широкое применение

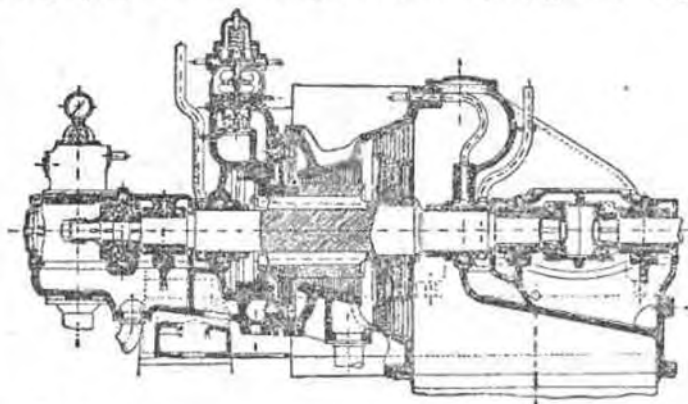


Фиг. 987.

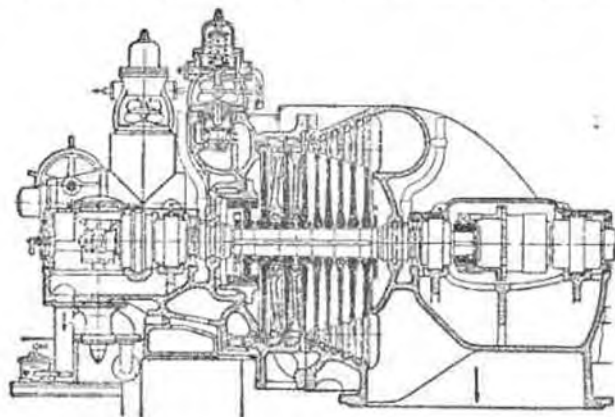


Фиг. 988. Нормальная модель для мощности от 500 до 2000 kW при 3000 об./мин. с колесом Кёртиса и рабочим ротором (ВРС).

реактивного облагораживания. Вперед поставлено одно активное колесо (с малой степенью реакции). Разгрузочные поршни отсутствуют, малые диаметры роторов создают благоприятные условия для радиальных вазоров.



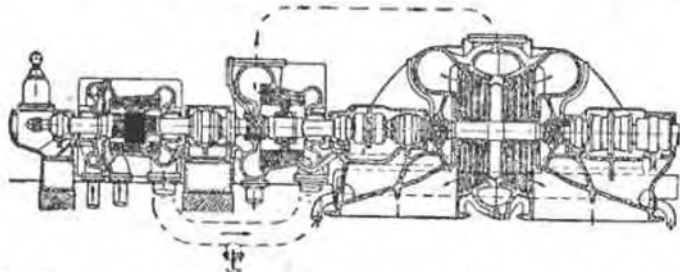
Фиг. 989. Нормальная модель Броун-Бовери для мощности от 3000 до 8000 kW при 3000 об./мин. с низким вазором и вращающимися сферическими для выравнивания осевого давления и переуска пара от уравнивающего поршня в часть низкого давления.



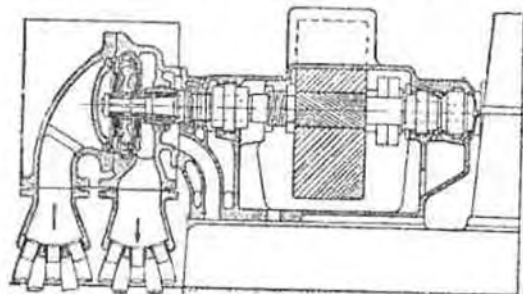
Фиг. 990. Нормальная модель Броун-Бовери для мощности от 6000 до 20 000 kW при 3000 об./мин. с дисковым ротором, одновечными активными колесами в ступенях давления и последующими реактивными колесами.

Для высших давлений ВРС применяет включение малых активных турбин с большим числом оборотов и зубчатой передачей перед нормальными конденсационными турбинами или с отдельным генератором (фиг. 992)

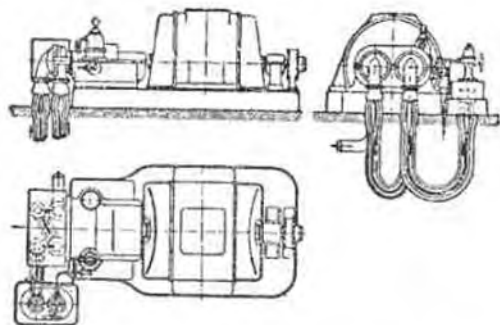
2. Система Thyssen-Röder. В отличие от обычных конструкций ротор состоит из дисков по концам, между которыми вставлен барабан. Диски



Фиг. 991. Многоцилиндровая турбина Броун-Бовери в 20 000 kW при 3000 об/мин.

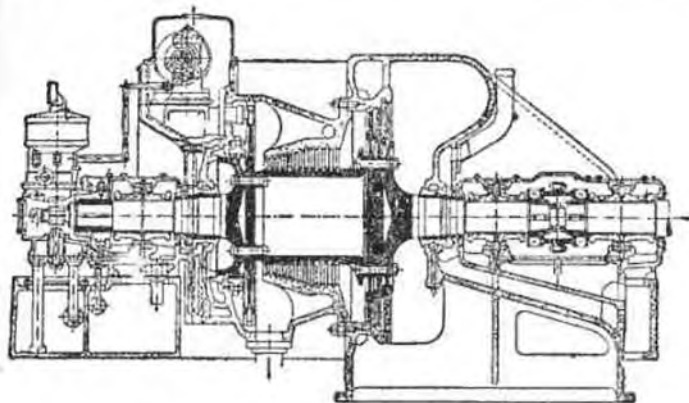


Фиг. 992. Активная турбина Броун-Бовери.

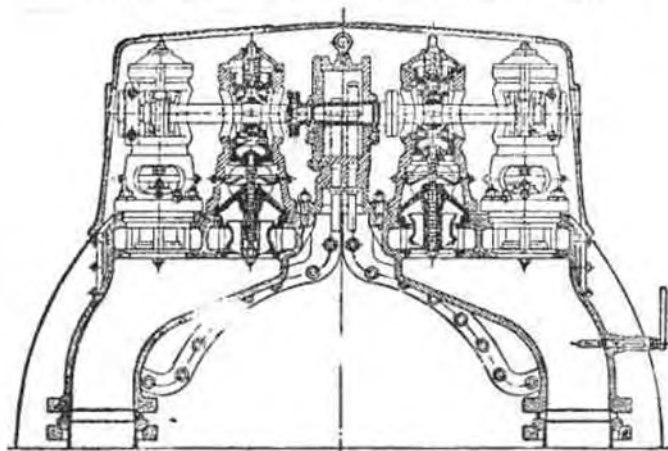


Фиг. 993. Предвключенная турбина высшего давления в 3000 kW.

выполнены без центрального отверстия; со стороны высокого давления при мощности до 10000 P. S. колесо Кёртиса, а при мощности до 20000 P. S. одновсечное активное колесо. На барабанах расположены реак-

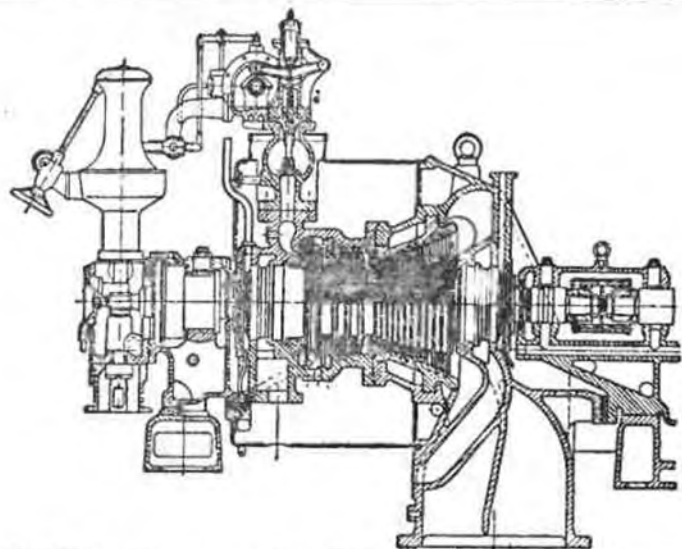


Фиг. 994. Турбина Thyssen-Röder 20 000 P. S. при 3000 об/мин.

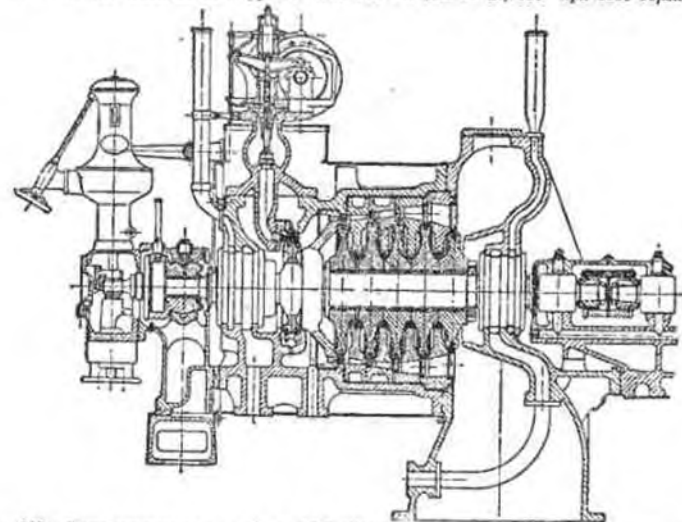


Фиг. 995. Сошловая коробка и вращающийся поршень турбины Thyssen-Röder в 20 000 P. S.

тивные лопатки с увеличивающейся длиной, последние 2 п соотв. 3 ряда лопаток расположены для мощности до 5000 P. S. на одном, для мощности



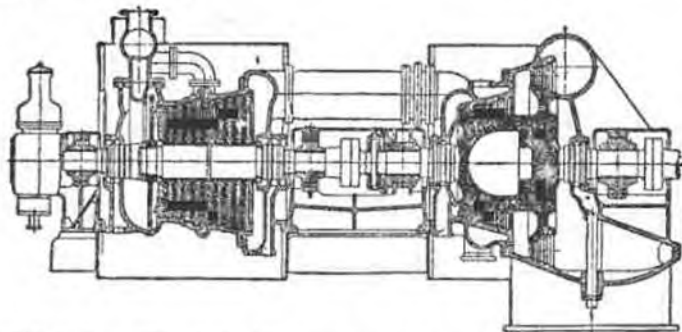
Фиг. 996. Конденсационная турбина AEG 360 kW для 14 ат, 350° при 5000 об/мин.



Фиг. 997. Конденсационная турбина AEG 1070 kW с колесами Кёртиса и пятью одно-вращальными дисками для 6000 об/мин.

до 10000 P. S. на двух и для мощности до 20000 P. S. на трех дисках, из которых последний откован в одно целое с валом, так же как и уравновешивающий поршень с другой частью вала.

Регулирование происходит с помощью вращающегося поршня (фиг. 995), приводимого в движение маслом под давлением, вал которого поднимает сопловые клапаны один за другим с помощью двойных куликов. При этом, если сжимающаяся пружина при случайно увеличившемся сопротивлении недостаточна, происходит принудительная посадка при полной переставляющей силе масляного регулирования, что исключает возможность выстреливания клапана.



Фиг. 998. Турбина AEG в 32 000 kW для 35 ат, 400° при 1500 об/мин, двухцилиндровая часть низкого давления — реактивная.

Капалы для лопаток в колесе Кёртиса и на барабане имеют протоочные канавки со стороны входа пара, в части низкого давления проточки на обеих сторонах канала.

3. Новая система AEG. Показанные на фиг. 996 и 997 турбины с высоким числом оборотов с применением зубчатой передачи. При этом после колеса Кёртиса применены одновращальные активные колеса в реактивной части; часто ротор отковывается из одного куска.

е) Турбины с противодавлением, промежуточным отбором, турбины мягого пара и двух давлений.

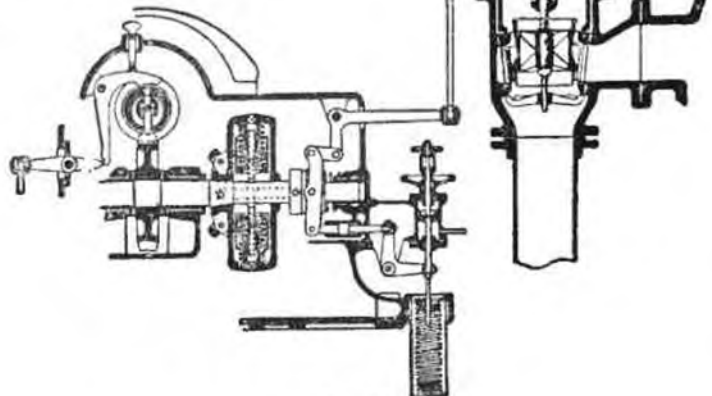
Турбины, из которых пар при высоком давлении отдается для дальнейшего использования, называются турбинами с противодавлением. Они выполняются с колесом Кёртиса или со ступенями давления без ступеней скорости. Регулировка большей частью смешанная — наоленением и мягким (фиг. 982).

Если турбина с противодавлением работает одна, регулировка должна происходить по нагрузке, чтобы удерживать число оборотов. Поэтому неизбежно часть времени будет при недостатке мягкого пара, покрываемый паром из котлов, или избыток его, выпускаемый в атмосферу. Последнее обстоятельство приводит очень часто, в особенности при высо-

вом противодавлении, к большому расходу пара, вследствие малого теплопадения и низкого термодинамического коэффициента полезного действия и требует применения пара повышенного давления.

Потери от неиспользованного пара, выходящего в атмосферу, и экономия, получаемая по сравнению со снабжением потребителя паром из котельной низкого давления, определяются простым подсчетом.

При достаточно высоком потреблении силовой энергии и достаточной величине установившейся наилучшей экономичности была бы при параллельной работе с экономичной конденсационной турбиной или другим источником тока и регулировка действовала бы соответственно потреблению мягкого пара в зависимости от давления пара при выходе из турбины, воздействующего на нагруженный пружинный поршень или металлическую мембрану.



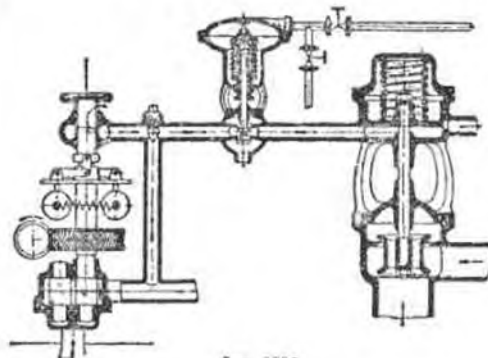
Фиг. 999.

На фиг. 999 показана регулировка завода MAN, в которой нагруженный пружинный поршень связан с одним из концов двуплечного рычага, имеющего точку опоры на муфте скоростного регулятора, а другой конец которого связан с системой дроссельного клапана и соевых клапанов, управляемых масляным сервомотором.

Броун-Бовери решает эту задачу, как показано на фиг. 1000, используя его систему регулирования с противодействием под давлением масла. Увеличиваясь противодействие выталкивает мембрану и соединенный с ней выпускной масляный клапан и уменьшает давление масла под поршнем сервомотора, вследствие чего паровой вентиль опускается и уменьшает выпуск пара. Соответствующей установкой регулирующей булавки на верху скоростного регулятора действие последнего можно преградить на такое время, пока обидя нагрузка не превращает мощность турбины с противодавлением, при этом включенная параллельно турбина работает вхолостую. Собственный скоростной регулятор турбины принимает регулировку тогда, когда заберет перед регулятором давления вентиль противодавления и на мембрану давит атмосферное давление через открытый выпускной вентиль.

Если потребление отопительного пара колеблется и сильно уменьшается на продолжительное время, то при работе с чистым противодействием получается значительный остаток мягкого пара. Следовательно, отопительный пар нужно брать в том месте, где подходящее давление, пропуская весь пар через часть высокого давления, а остаток используя в части низкого давления.

Турбины с промежуточным отбором. При потребности в отъеме пара в двух местах при различных давлениях имеет преимущество применение более высокого рабочего давления, чем обычно, если в месте первого отъема требуется достаточно высокое давление (напр.,



Фиг. 1000.

для приготовления целлюлозы 8 ат, а для сушильных барабанов — от 3 до 4 ат).

Как и при поршневых паровых машинах, при промежуточном отборе для поддержания требуемого давления в месте отбора нужно применить или дроссельный клапан, или, для уменьшения потерь (мягкие внутри турбины), прикрытие групп направляющих аппаратов с помощью регулятора давления. Фиг. 1001 показывает турбину в 1450 kW завода AEG при 3000 об./мин. для 19 ат, 350°, для давления в отборе — 7 ат abs и противодействии — в 3 ат abs.

Внешние органы регулирования турбины с отбором пара показаны на фиг. 1002. Скоростной регулятор и регулятор давления приводят в действие по одному двуплечному рычагу. При изменении нагрузки конец рычага регулятора давления создает опорную точку и оба регулирующие органа (золотники) движутся в одном направлении, соответственно и выпуску измененного количества работающего пара. При изменении отбора точка опоры создает рычаг скоростного регулятора и регулятор давления переставляет оба золотника в противоположных направлениях.

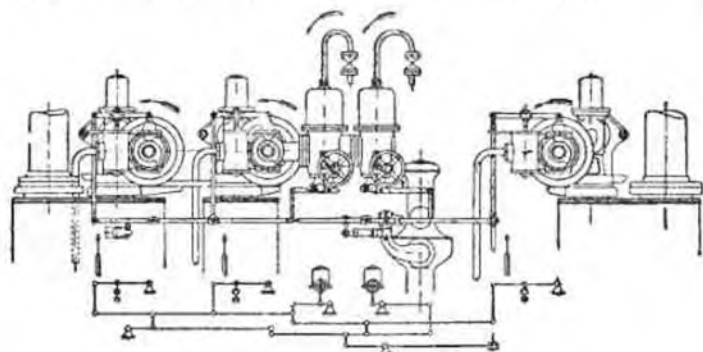
На фиг. 1003 изображена турбина AEG 2100 kW при 5000 об./мин., с зубчатой передачей и генератором трехфазного тока (500 об./мин.) для давления пара в котельной и 2 ат, давления отбора 8,5 ат abs и 5 ат abs, а остаток пара поступает в часть низкого давления, работающую с конденсатором.

Турбина приспособлена для отдачи цикловой энергии и, в особенности, и сильно колеблющемуся отбору в части высокого давления с регулировкой закрытия сопла во всех частях при наименьшем использовании располагаемого тепла (H. Treitel, Z. d. V. d. I. 1924).

В описанной турбине допустима продолжительная работа с отбором и чистым противодействием при отключенной в муфте части низкого давления с конденсацией. В нормальных конструкциях часть низкого давления должна работать вхолостую и расходовать энергию для приведения в действие нагоса охлаждающей воды для конденсации лабиринтового пара и струйного воздушного нагоса.

При применении дроссельных клапанов, которые также могут комбинироваться с регулировкой соплами (MAN), нередко отказы-

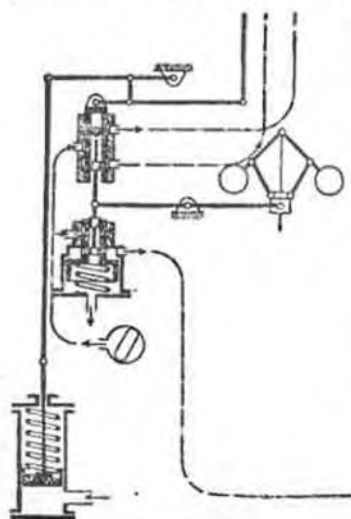
или из колеса Кертиса, или однобечных активных колес, которая, в случае нужды, вступает в работу (такие турбины называются турбинами двух давлений или свежесытого пара).



Фиг. 1005.

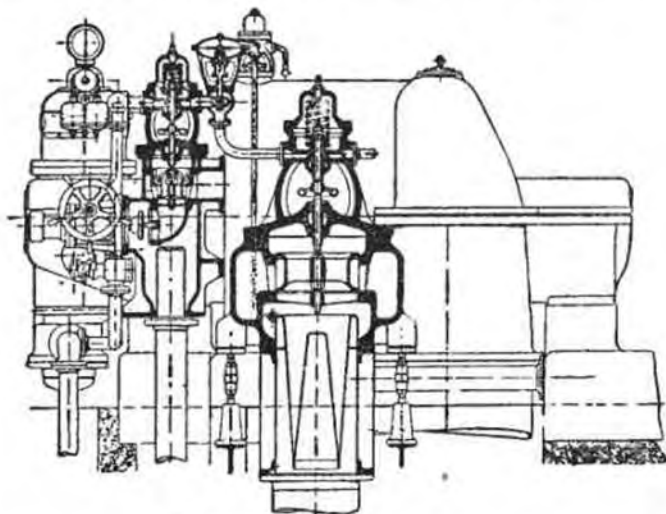
Регулирование вентиля мятого пара при применении аккумулятора происходит в зависимости от положения колокола аккумулятора; клапан закрывается при приближении колокола к нижнему положению; при применении аккумулятора с постоянным объемом действует и в зависимости от давления в аккумуляторе и закрывается при падении давления до определенного предела. Избегают разрежения в трубопроводах мятого пара, чтобы не допустить проникновения воздуха, портящего вакуум. В преддверии этого случая, клапан мятого пара, с помощью регулятора давления (или с помощью колокола), прекращает впуск мятого пара. В употребительных системах регулирования необходимой связи скоростного регулирования и регулирования давления осуществляется с помощью рычагов и тиг или применяется гидравлическая передача с помощью протекающего под давлением масла (фиг. 1007, ВВС).

На фиг. 1005 показано регулирование турбины двух давлений по системе Рауэ (MAN) с управлением золотниками сервомотора и передачей от скоростного регулятора и от нагруженного пружинной пружиной регулятора давления. Регулятор давления представляет



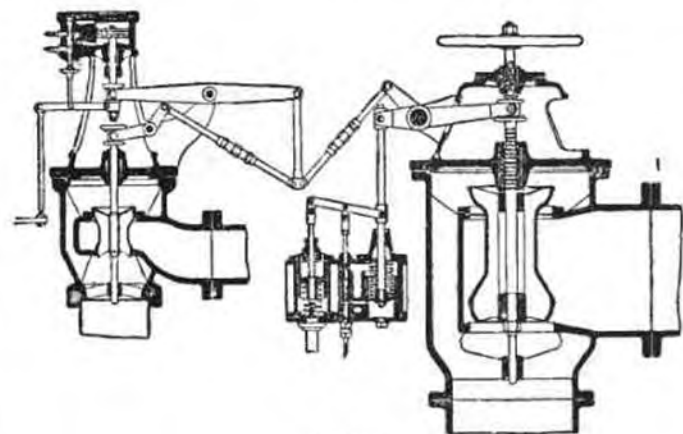
Фиг. 1006.

клапан свежего и мятого пара в противоположных направлениях, а регулятор скорости в одном направлении; при разгрузке, прежде всего, совершенно закрывается клапан све-



Фиг. 1007. Регулировка маслом под давлением.

жего пара и только при дальнейшей разгрузке начинает закрываться клапан мятого пара.



Фиг. 1008.