

1. ОБЩЕЕ СВЕДЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

НАГНЕТАТЕЛИ - это устройства, преобразующие механическую энергию в кинетическую и потенциальную энергию подвижной среды (компрессоры, вентиляторы, насосы).

ДВИГАТЕЛИ – машины, преобразующие какой-либо вид энергии в механическую работу.

Типы двигателей:

1. Паровые машины.
2. Паровые турбины.
3. Газовые турбины
4. Двигатели внутреннего сгорания.
5. Реактивные двигатели.

В 1763 г. Ползунов создал первый паровой двигатель – 2 цилиндра.

Одноцилиндровый двигатель был создан Уаттом в 1783 г. Гюстав Лаваль изобрел активную одноступенчатую турбину. Турбина – машины, преобразующие газообразную энергию в механическую (есть активная способность). КПД невысок, а мощность ~ 2.5 кВт. И главный недостаток – высокая скорость вращения.

Второй способ преобразования энергии – реактивный, т. е. потенциальная энергия газообразной среды превращается в механическую. На этом способе в 1884 г. Пассенс изобрел многоступенчатую реактивную турбину. Характерная особенность турбины – расширение пара происходит одновременно в нескольких ступенях, и не только в неподвижных частях, но и на рабочих решётках. В 1907 г. такие турбины выпускали и в Петербурге. Первый насос создан в 1805 г. Ньюкоменом. Насос был поршневого типа и использовался в промышленности. Позже наиболее распространены были насосы центробежного типа.

НАГНЕТАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Классификация нагнетателей:

В качестве отличительных признаков могут быть: тип среды, степень использования и т. п.

- По типу перекачиваемой среды.

Устройства для перемещения капельных жидкостей называются насосами, газообразных сред – вентиляторами либо компрессорами.

Степень повышения давления – отношения давления на выходе из машины к давлению на входе (E).

$$E = P_{\text{вых}} / P_{\text{вх}}$$

НАГНЕТАТЕЛИ:

- Насосы
- Вентиляторы
- Компрессоры
- Газодувки

Компрессоры требуют искусственного охлаждения рабочих полостей.

- По принципу действия нагнетателей делится:

1. Объёмные
2. Лопастные

Давление в объёмных нагнетателях повышается за счёт непосредственного сжатия жидкости, а в лопастных – при её закручивании.

Объёмны нагнетатели, работающие при поступательном движении рабочего органа – это поршневые, при вращательном – пластинчатые и зубчатые.

Все лопастные нагнетатели, работающие при вращательном движении рабочего органа (колеса), - центробежные (радиальные), осевые, вихревые.

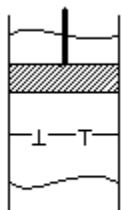
Центробежные насосы так и продолжают называться центробежными, а центробежные вентиляторы теперь называются радиальными.

Центробежные (радиальные) нагнетатели, главным образом в применении для газов, бывают примоточные, смерчевые, дисковые несколько условно – диаметральные.

Нагнетатели классифицируются также по целому ряду других признаков – например в зависимости от привода – электрические, пневматические, паровые и ручные; вида соединения – одноступенчатые, многоступенчатые, параллельные (двойного всасывания); особенностей расположения – насосы вертикальные, погружённые – (артезианские), вентиляторы – крышные и другие.

ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ И ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ОСНОВНЫХ ВИДОВ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

1. ПОРШНЕВЫЕ



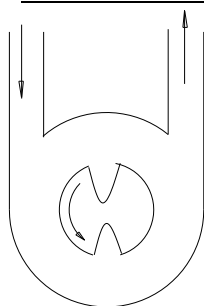
В цилиндрическом корпусе плотно размещается поршень, при движении которого в одну сторону жидкость через клапан запасывается, а при движении обратно через клапан нагнетается.

Достоинства: высокий КПД, возможность создания больших давлений и практическая независимость производительности от противодавления.

Недостатки: громоздкость, сложность стыковки с электродвигателем, сложность регулирования, неравномерность подачи из-за наличия клапанов.

Поршневые нагнетатели используются в качестве насосов и компрессоров.

2. ПЛАСТИНЧАТЫЕ

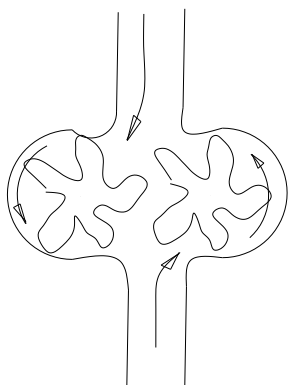


В цилиндрическом корпусе эксцентрично расположен ротор с выскальзывающими при вращении под действием пружин или возникающих центробежных сил из пазов пластин, которые, прижимаясь к внутренней поверхности корпуса, вытесняют жидкость через нагнетательный патрубок, одновременно производя запасывание через другой патрубок. Обратное перетекание жидкости предотвращается ввиду минимального зазора между корпусом и расположенным в нём ротором.

Достоинства: более удобное вращательное движение и не требуется клапаны (как в поршневом).

Недостатки: сравнительно низкий КПД ввиду потерь через торцевые зазоры и трения пластин, которые быстро изнашиваются и при загрязнении жидкости твёрдыми примесями могут заклиниваться.

3. ЗУБЧАТЫЕ



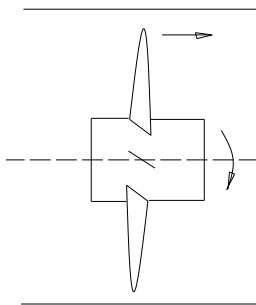
В открытом с двух сторон плоском корпусе располагается с минимальным торцевым зазором пара сцеплённых между собой шестерен. Зубья шестерен при вращении захватывают жидкость и переносят её со стороны всасывания в сторону нагнетания, не пропускае её обратно через сцепление зубьев. Эти нагнетатели конструктивно достаточно просты, компактны, нет клапанов, но имеют малую производительность и недостаточно высокий КПД ввиду потерь через торцевые зазоры и трения в сцеплении

шестерен. Они используются преимущественно в качестве насосов, причем особенно успешно для перекачки таких вязких жидкостей, как масло.

4. ВИХРЕВЫЕ

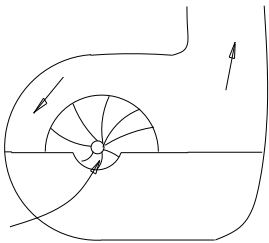
В цилиндрическом корпусе с присоединёнными по касательной двумя Патрубками располагается ротор с радиально выступающими лопастями. Между концами лопастей и внутренней поверхностью корпуса образуются кольцеобразная полость, перекрываемая между патрубками перемычкой. При вращении ротора поступающая через один из патрубков жидкость увлекается и переносится по окружности к другому патрубку, сжимаясь при этом ввиду неоднократного перетекания из полости на лопасти и обратно.

5. Осевые



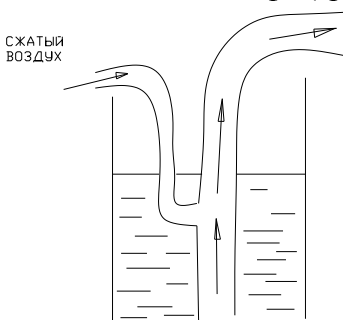
В цилиндрическом корпусе (обечайке) по его оси располагается с минимальным зазором рабочее колесо в виде втулки с радиальными профилированными лопастями, при вращении которого образуется перемещение жидкости в направлении оси вращения. Они развивают наибольшие давления, но имеют высокий КПД, реверсивны и используемые в качестве насосов и вентиляторов.

6. Центробежные (радиальные)



В спиральном корпусе располагается рабочее лопастное колесо, при вращении которого поступающая в осевом направлении в корпус жидкость закручивается лопастями и под воздействием возникающей центробежной силы поступает в корпус, собирается в нем и выпускается в радиальном по отношению к оси вращения направлении.

7. Газлифт (эрлифт)



упрощенная схема

удельный вес смеси < удельного веса жидкости,

Нет требований к качеству перекачиваемой жидкости. Для подачи воды и нефти из буровых скважин.

Основные сведения из гидрогазодинамики.

Жидкость – деформируемая среда.

В гидроаэродинамике термин «жидкость» применяется к малосжимаемым каплевым веществам (воде, маслу), а также к легкосжимаемым газообразным (воздуху, парам).

Капельные жидкости по сравнению с газами имеют гораздо большую плотность. Вода (дистиллированная) при $t = +4^\circ\text{C}$ и $B = 760$ мм. рт. ст. имеет $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Плотность газов очень мало зависит от давления и от температуры.

Плотность газов подчиняется уравнению состояния:

$$P/\rho = RT, \quad R - \text{газовая постоянная данного газа};$$

$$\rho/\rho_1 = \frac{P}{P_1} \frac{T_1}{T}, \quad \rho, P, T - \text{плотность, давление, абсолютная } t^0$$

При $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $B_0 = 760$ мм.рт.ст. и $\varphi_0 = 0,5$ (относительная влажность), $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$

Помимо плотности жидкости характеризуются вязкостью – силами внутреннего трения, возникающими при движении.

Обычно принимаемый коэффициент кинематической вязкости $\nu (\text{м}^2/\text{с})$ при нормальных условиях для воды равен $1,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, для воздуха равен $14,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

При использовании этого коэффициента и известных значений скорости V м/с и геометрического размера, например, для труб диаметра d м, может быть вычислен характер движения жидкостного потока – критерий Re :

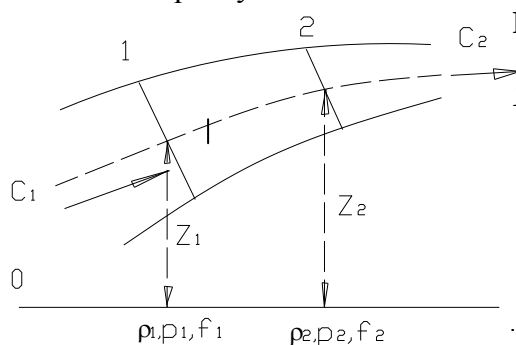
$$Re = \frac{Ud}{\nu}$$

Если $Re < 2300$, то движение ламинарное (струйное), если $Re > 2300$ – турбулентное, неорганизованное.

ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ

1. Уравнение неразрывности (сплошности)
2. Уравнение Бернулли (закон сохранения энергии)
3. Закон сохранения импульса

Рассмотрим установившееся течение в канале произвольного сечения.



F – площадь поперечного сечения.

1. ЗАКОН СОХРАНЕНИЯ МАССЫ:

масса жидкости проходящая через каждое сечение канала есть величина постоянная $M = \text{const.}$

M – массовый расход – масса жидкости, проходящая через поперечное сечение канала в единицу времени.

$$M = \kappa z / c$$

Q- объёмный расход- это объём жидкости, проходящий через поперечное сечение канала в единицу времени.

$$Q = m^3 / c$$

$$M = \rho Q \quad Q = C_{cp} F \quad M = \rho C_{cp} F$$

$$C_{cp} = 0,5 C_{max} \text{ (если } Re < 2300 \text{) ламинарный}$$

$$C_{cp} = 0,8 C_{max} \text{ (если } Re > 2300 \text{) турбулентный}$$

$$M = const \leftrightarrow \rho_1 C_1 F_1 = \rho_2 C_2 F_2$$

$$\rho = const \leftrightarrow C_1 F_1 = C_2 F_2 \leftrightarrow Q_1 = Q_2, \text{ если жидкость несжимаемая.}$$

2. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ - закон сохранения энергии.

$$\frac{C_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho_1 g} + Z_1 = \frac{C_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho_2 g} + Z_2 = H = const$$

H-полный напор, H= м.

Z - геометрический напор, определяет запас потенциальной энергии, с положением частицы.

$\frac{P}{\rho g}$ - пьезометрический напор, определяет запас потенциальной энергии, обусловленной давлением.

$\frac{P}{\rho g} + Z$ - потенциальный (статический) напор, определяет собой полный запас потенциальной энергии относительно плоскости сравнения.

$\frac{C^2}{2g}$ - скоростной (динамический) напор, определяет собой запас кинетической энергии единицы веса жидкости.

Для вязкой жидкости существуют потери энергии и закон будет:

$$\frac{C_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho_1 g} + Z_1 = \frac{C_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho_2 g} + Z_2 + \Delta h$$

ΔH - потери напора между выбранными сечениями. Если канал расположен горизонтально:

$$\frac{C_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho_1 g} = \frac{C_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho_2 g} + Z_2 + \Delta h$$

и если плотность среды мало отличается от плотности окружающего воздуха.

$$P = \rho g H$$

$$\frac{\rho_1 C_1^2}{2} + P_1 + \rho_1 g Z_1 = \frac{\rho_2 C_2^2}{2} + P_2 + \rho_2 g Z_2 + \Delta P$$

$$\Delta P = \Delta P_{TP} + \Delta P_{M.сопр}$$

ΔP_{TP} - потери давления на трение, существуют на всем участке трубы;

$\Delta P_{M.сопр}$ - потери давления на местных сопротивлениях;

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho C^2}{2};$$

λ – коэффициент сопротивления трения $\approx 0,02 \div 0,03$.

l – длина трубы;

d – диаметр.

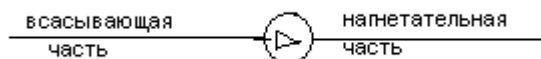
$$\lambda = \lambda(\text{Re})$$

$$\Delta P_{M.сопр} = \xi \frac{\rho C^2}{2}; \quad \xi - \text{коэффициент местного сопротивления в таблицах};$$

$$\Delta P = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_k \xi_k \right) \frac{\rho C^2}{2} - \text{потери давления в трубопроводе.}$$

$$\Delta P = \left(\sum_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_k \xi_k \right) \frac{\rho C^2}{2}$$

$$\Delta P = \lambda \frac{l_{\text{экв}}}{d} \frac{\rho C^2}{2}, \quad l_{\text{экв}} - \text{эквивалентная длина трубопроводов.}$$



$$\Delta P = \Delta P_{вс} + \Delta P_{наг}$$

3. ЗАКОН СОХРАНЕНИЯ ИМПУЛЬСА: изменения количества движения массы жидкости в единицу времени равно сумме всех внешних сил, действующих на эту массу.

$$\frac{mc}{t} = Mc = \rho Qc - \text{количество движения}$$

$$\rho_1 Q_1 c_1 + P_1 F_1 = \rho_2 Q_2 c_2 + P_2 F_2$$

$$\rho Qc + PF = \text{const}$$

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Наиболее важными параметрами нагнетателя является:

- подача Q
- напор (давление) H
- мощность P
- КПД η

Подача – это количество жидкости или газа, подаваемое в единицу времени.

Если в нагнетателе нет утечек, то расход жидкости равен подаче нагнетателя. $M_{\text{труб}} = M_{\text{нат}}$

Объёмная подача – объём жидкости, подаваемый нагнетателем в единицу времени.

$$Q = [\text{м}^3 / \text{с}]$$

Массовая подача $M = \text{кг} / \text{с}$

$M = \rho Q$ При отсутствии утечек массовая подача одинакова для всех сечений рабочей полости нагнетателя и не зависит от рода подаваемой среды.

Подача зависит: от размеров нагнетателя, скорости движения жидкости или газа, от свойств трубопровода.

Напор – это энергия, сообщаемая единице веса жидкости, прошедшей через нагнетатель.

$$H - [\text{м}]$$

Давление – это энергия, сообщаемая единице объёма перемещаемой среды, прошедшей через нагнетатель.

$$P = \rho gh$$

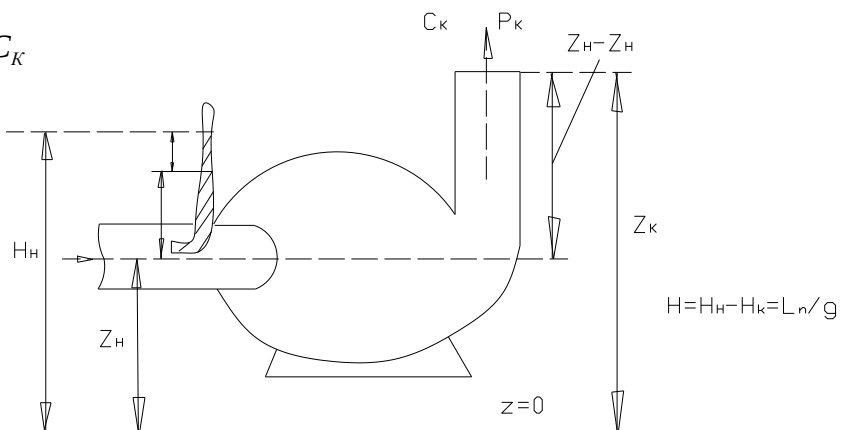
$$P = P_K - P_H + \frac{C_K^2 - C_H^2}{2} + \rho g(Z_K - Z_H)$$

$$H = \frac{P_K - P_H}{\rho g} + \frac{C_K^2 - C_H^2}{2g} + (Z_K - Z_H)$$

$$\text{Пусть } F_H = F_K, \quad M_H = M_K,$$

$$\rho C_H F_H = \rho C_K F_K \Rightarrow C_H = C_K$$

$$H_{CT} = \frac{P_K - P_H}{\rho g} + (Z_K - Z_H)$$



Удельной полезной работой нагнетателя называется работа, получаемая одним кг среды от рабочих органов нагнетателя. $L_n = P / \rho = gh$ [Дж / кг]

Удельной работой нагнетателя называется работа, подводимая на вал машины, отнесенная на 1 кг массы подаваемой среды.

Мощность – энергия, передаваемая потоку жидкости в единицу времени. Различают:

-полезную мощность N_n ; -мощность, подводимую к нагнетателю N_n .

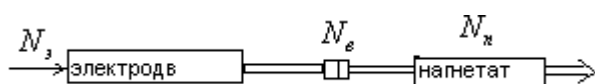


Схема передачи мощности

$$N_n < N_s$$

$$\eta_s = \frac{N_n}{N_s}$$

Мощность, переданная потоком жидкости называется полезной мощностью.

$$N_n = \rho Q g H \quad [\text{Вт} = \text{Дж/с}]$$

$$N_n = M g H$$

$$N_n = \frac{\rho g Q H}{1000} = [\text{кВт}]$$

КПД-нагнетателя - отношение полезной мощности к мощности на валу.

$$\eta = \frac{N_n}{N_s} = \frac{\rho Q g H}{N_s}$$

КПД зависит от конструкции размеров нагнетателя, от рода перекачиваемой среды, от режима работы нагнетателя и от характера сети.

При работе нагнетателя происходит 3 вида потерь мощности:

- объемная;
- гидравлическая;
- механическая.

Объемные потери возникают в результате утечек перекачиваемой среды через зазоры и уплотнения, а также в результате переходов из областей высокого давления в более низкое. Они характерны для центробежных нагнетателей.

$$\eta = \frac{Q}{Q + \Delta Q} \text{ - объемный КПД - отношение подачи на выходе к суммарной подаче.}$$

$$\eta = 0,96 \div 0,98$$

Гидравлические потери – возникают в подводящей и отводящей части нагнетателя, а также в рабочей полости.

$$\eta = \frac{H}{H + h}; \eta_s = 0,8 \div 0,96$$

Зависит от конфигурации проточной части нагнетателя от чистоты обработки внутренних поверхностей, от вязкости жидкости.

Механические потери – возникают за счет потерь на трение в подшипниках и уплотнениях вала.

$$\eta_m = \frac{N_e - \Delta N}{N_e}; 0,92 \div 0,95$$

Внутренняя мощность – это мощность, развиваемая лопастями нагнетателя, движущимися в потоке.

$$N_{вн} = \rho(Q + \Delta Q) \cdot (H + h) \cdot q$$

$$\eta_{вн} = \frac{N_n}{N_{вн}} = \frac{\rho Q q H}{\rho(Q + \Delta Q) \cdot (H + h) \cdot q}$$

$$\eta_{вн} = \eta_0 \cdot \eta_c; \quad \eta_m = \frac{N_{вн}}{N_e}$$

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_c \cdot \eta_m - \text{полный КПД.}$$

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ.

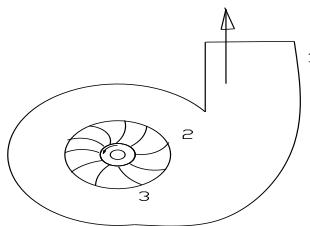
Способ действия. Кинематика движения жидкой среды в колесе нагнетателя.

Схема центробежного вентилятора

1 – улиткообразный корпус

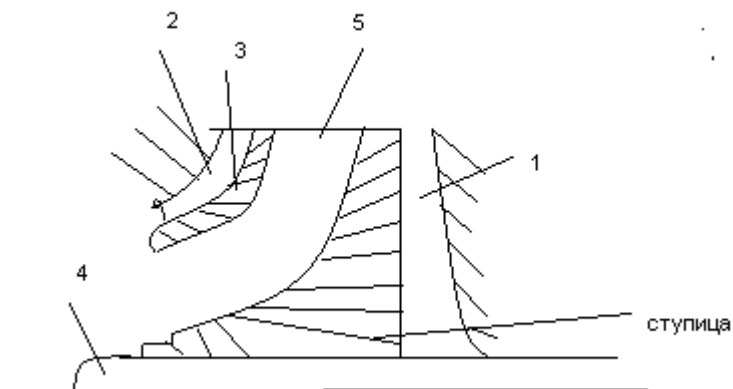
2 – рабочее колесо

3 – рабочие лопасти



Колесо приводится во вращение электрическим двигателем. Перемещаемая среда поступает в нагнетатель. Вдоль оси вращения через всасывающий патрубок и попадает в межлопастное пространство, захватывается колесом, начинает вращаться и под действием центробежных сил перемещается к периферии колеса; собирается в корпусе и попадает на выход нагнетателя. Нарисуем разрезы центробежного насоса.

Рабочая полость образуется двумя фасонными дисками 1 и 2



имеет ступицу 6

и лопастями 3. Диск 1-ведущий (основной)

и ступица жестко насажена на вал 4. 5- выходная часть нагнетателя.

R_1 - внутренний радиус



R_2 - наружный радиус

$\bar{C}$ - скорость перемещаемой среды (абсолютная) относительно неподвижности корпуса.

$\bar{U}$ - переносная (окружная) скорость описывает вращательное движение частиц, направление вектора скорости перпендикулярно R вращения.

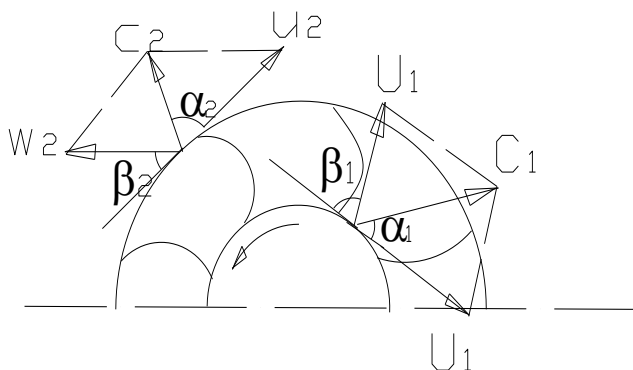
$\bar{\omega}$ - относительная скорость, т.е. скорость потока относительно лопатки. Направление по касательной к линии тока. (Линия тока- поверхность лопатки).

$$\bar{C} = \bar{U} + \bar{\omega}$$

В любой момент вращения в любой точке пространства можно построить треугольник скоростей.

α - угол($\hat{C}\bar{U}$)

β - L между $\bar{\omega}$ и продолжением $\bar{U}$



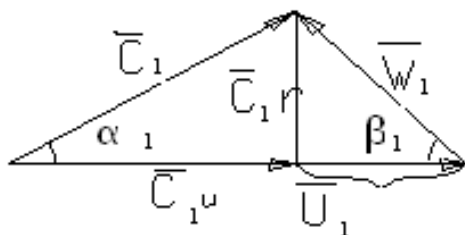
$$C_u = c \cdot \cos \alpha$$

$$C_r = c \cdot \sin \alpha$$

$$U = \frac{\pi d n}{60}, \quad n = [\text{об/мин}]$$

$$U = \omega \cdot R; \quad \omega = \left[\frac{1}{C} \right]$$

$$d = 2R$$



УРАВНЕНИЕ ЭЙЛЕРА

Теоретический и действительный напоры рабочего колеса нагнетателя.

Направление вращения вихря противоположно вращению рабочего колеса. Относительная скорость ω потока на внутренней стороне лопаток будет больше, на внешней меньше. Если запорное устройство открыто, то в лопастном пространстве будет течение.

Упрощающее предположение при выводе уравнения:

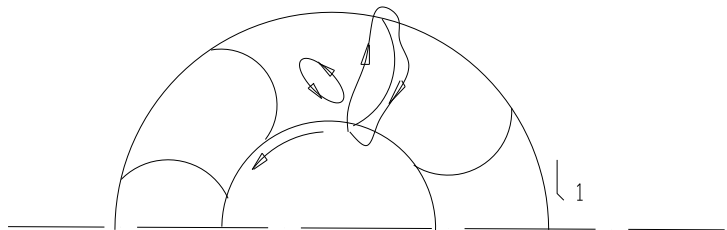
1. Перекачиваемая среда несжимаемая, вязкие силы отсутствуют.
2. Рабочее колесо имеет бесконечное число лопаток.
3. Течение имеет струйчатую структуру. Струйки повторяют геометрию лопаток.
- Относительное движение характеризуется одним вектором относительно скорости.
4. Градиент относительной скорости вдоль оси вращения равно 0.
5. Осевая симметрия потока.

Рабочие параметры будут обозначаться

$$H \rightarrow \infty; P \rightarrow \infty$$

$$P = P_{CT} + P_{дин} = P_{CT} + \rho \frac{C^2}{2}$$

$$P_{T\infty} = (P_{ст} - P_1) + \rho \frac{C_2^2 - C_1^2}{2}$$



ст - статический

ц- центральный

Диффузорный эффект-это повышение давления в среде вследствие уменьшения скорости при ее движении в расширяющемся меж лопастном канале.

Определим приращение давления, связанные с центробежной силой.

$$F_{ц} = a \cdot m = m\omega^2 r \text{ -центробежная сила}$$

$$dA_{ц} = m\omega^2 r dr; A_{ц} = \int_{R_1}^{R_2} m\omega^2 r dr$$

секундная работа центробежной силы на пути движения жидкости в канале (энергия).

$$P = P_{ц} + P_{диф} + P_{дин} \quad A_{ц} = \frac{m}{2}(U_2^2 - U_1^2), P = \frac{A}{V}$$

$$P_{\phi} = \frac{m}{2V}(U_2^2 - U_1^2) = \frac{\rho}{2}(U_2^2 - U_1^2)$$

Приращение давления зависит от частоты вращения колеса и от его диаметра. Чем больше d и частота вращения, тем больше переносная скорость.

$$P_{диф} = \frac{\rho}{2}(\omega_1^2 - \omega_2^2)$$

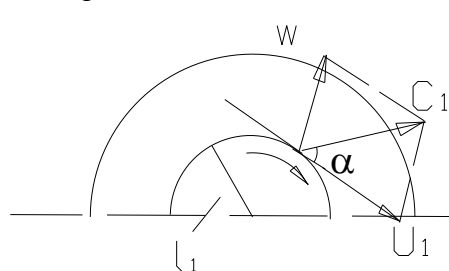
Чем меньше относительная скорость на выходе из колеса, тем больше будет приращение диффузорного давления.

$$P = P_{\text{ц}} + P_{\text{диф}} + P_{\text{дин}}$$

$$P_{T\infty} = \frac{\rho}{2}(U_2^2 - U_1^2) + \frac{\rho}{2}(\omega_1^2 - \omega_2^2) + \frac{\rho}{2}(C_2^2 - C_1^2)$$

Определим величину напора на выходе колеса. Применим теорему о моменте количества движения:

При установившемся движении изменение момента количества движения потока жидкости, проходящего через колесо нагнетателя в единицу времени равно моменту сил реакции лопаток колеса.



l_1, l_2 - конструктивные радиуса

$l_1 \perp C_1$

Q - расход среды

$\rho = \text{const}$

Момент количества движения на входе в лопаточное

пр-во- $[\rho Q C_1 l_1]$

$[\rho Q C_2 l_2]$ - на выходе.

$M_{T\infty}$ - теоретический момент, передаваемый с оси вала потоку жидкости.

$$M_{T\infty} = \rho Q C_2 l_2 - \rho Q C_1 l_1$$

$$l_1 = R_1 \cos \alpha_1; l_2 = R_2 \cos \alpha_2$$

$$M_{T\infty} = \rho Q (R_2 C_2 \cos \alpha_2 - R_1 C_1 \cos \alpha_1)$$

$$C_1 \cos \alpha_1 = C_{1u}; C_2 \cos \alpha_2 = C_{2u}$$

$$M_T = \rho Q C_{2u} R_2 - \rho Q C_{1u} R_1$$

Мощность, передаваемая потоку в межлопастных каналах.

$$N_{T\infty} M_T \omega = \rho Q (R_2 C_{2u} - R_1 C_{1u}) \omega = \rho Q (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})$$

С другой стороны мощность есть произведение массы, проходящей через колесо на удельную работу:

$$N_T = \rho Q L_{T\infty} = \rho Q g H_{T\infty}$$

Сопоставляем две последние формулы, получаем

$$L_T = U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}$$

Удельная работа и напор связаны зависимостью $L_{T\infty} = g H_{T\infty}$ (это следует из основного закона механики $P = mg$ и соображений размерности)

$$H_{T\infty} = \frac{U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}}{g} \quad \text{- уравнение Эйлера}$$

$$P = \rho g H, P = \rho (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})$$

$$\bar{\omega}_1 = \bar{C}_1 - \bar{U}_1; \omega_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2U_1C_{1u}$$

$$U_1C_{1u} = \frac{C_1^2 + U_1^2 - \omega_1^2}{2}$$

$$U_2C_{2u} = \frac{C_2^2 + U_2^2 - \omega_2^2}{2}$$

Подставляем в уравнение Эйлера

$$H_{T\infty} = \frac{C_2^2 + U_2^2 - \omega_2^2}{2g} - \frac{C_1^2 + U_1^2 - \omega_1^2}{2}$$

$$(H_{T\infty})_{CK} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} - \text{скоростная (динамическая) часть напора}$$

$$(H_{T\infty})_{CT} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g} - \text{статическая часть}$$

Если канал имеет постоянное сечение: $\omega_1 = \omega_2$

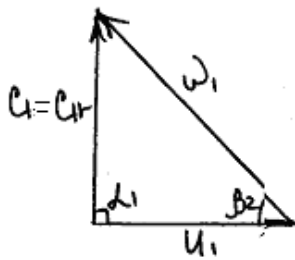
$$(H_{\partial\infty}) = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$$

Величина закручивания потока характеризуется C_{1u} при входе межлопастное пространство.

Если поток входит на лопатку без закручивания, то:

$$C_{1u} = 0; C_1 = C_{1\tau}$$

Треугольник скоростей на входе без предварительной закрутки: $\alpha = 90^\circ$



Машины без предварительной закрутки называется центробежными машинами с радиальным входом

$$H_{T\infty} = \frac{U_2C_{2u}}{g} - \text{уравнение Эйлера для машин радиального типа}$$

$$\omega_1^2 = C_{1\tau}^2 + U_1^2 = C_1^2 + U_1^2; \quad \text{если } C_{1u} = \omega_1^2 - U_1^2 \quad \text{то}$$

Подставим C_1 в выражение **

$$H_{T\infty} = \frac{C_2^2 - \omega_1^2 + U_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g}$$

$$H_{T\infty} = \frac{C_2^2 + U_2^2 - \omega_2^2}{2g}$$

- основные уравнения с радиальным входом

$$(H_{T\infty})_{ck} = \frac{C_2^2 - C_1^1}{2g}, H_{CT} = H - P_{ck}$$

$$(H_{T\infty})_{CT} = \frac{U_2^2 - \omega_2^2 + C_1^2}{2g}$$

Действительный напор, создаваемый колесом, меньше теоретического при бесконечном количестве лопастей $H_g < H_{T\infty}$. Во- первых, это объясняется тем, что часть энергии, получаемой жидкостью в рабочем колесе, затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений в проточной части машины. Эти потери учитываются гидравлическим к.п.д. η_r . Во- вторых, указанное неравенство обусловлено отклонением действительной картины течения от предполагаемой струйном при бесконечном количестве лопастей.

Это учитывается введением поправочного коэффициента μ на конечное количество лопастей, обычно μ_1

$$H_{действ} = \mu \eta_r H_{T\infty}; \mu = 0,8$$

$$\mu = 1 - \frac{U_2}{C_2 U} \frac{\pi}{2} \sin \beta_2 \quad \text{-более точно по методу Стодолы}$$

Z-количество лопастей.

Z=20 ÷ 30- вентилятор.

β_2 -угол выхода.

Z=6 ÷ 8- насос.

$$\eta_r = 0,8 \div 0,96$$

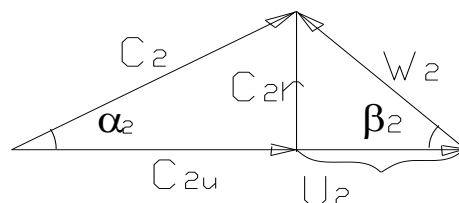
ВЛИЯНИЕ УГЛА ВЫХОДА С ЛОПАТКИ НА НАПОР ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ. ФОРМЫ ЛОПАТОК.

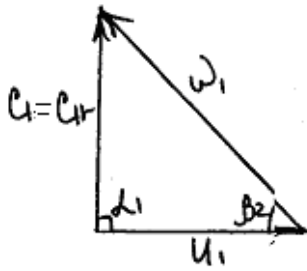
Рассмотрим машину с радиальным входом.

$$\alpha_1 = 90^\circ, C_{1u} = 0; C_1 = C_{1v}$$

На входе

Треугольник скоростей





$$H_T \infty = \frac{U_2 C_{2U}}{g}; U_2 - C_{2U} = C_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2$$

$$C_{2U} = U_2 - C_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2$$

$$H_T = U_2 \frac{(U_2 - C_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2)}{g} = \frac{U_2^2 - U_2 C_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2}{g}$$

$$H_T = \frac{U_2^2}{g} - \frac{C_{2r} U_2}{g} \operatorname{ctg} \beta_2;$$

C_{2r} - радиальная составляющая абсолютной

скорости на выходе

Зависимость $H_T \infty$ от β_2

$$\beta_2 \quad 0^\circ \quad 90^\circ \quad 180^\circ$$

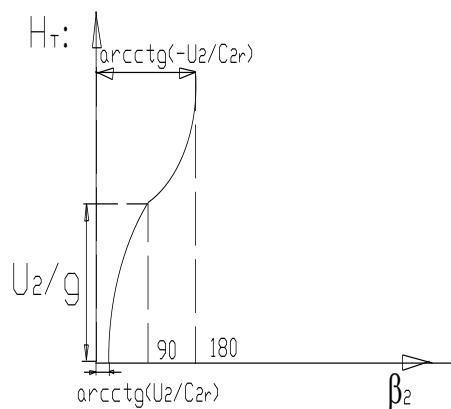
$$H_T \quad -\infty \quad \frac{U_2^2}{g} \quad +\infty$$

$$H_T = 0; \beta_2 = \operatorname{arccctg} \frac{U_2}{C_{2r}}$$

Особенно сильная зависимость напора при малых углах

$$\beta_2 \rightarrow 180^\circ$$

β_2 - угол выхода потока с лопатки

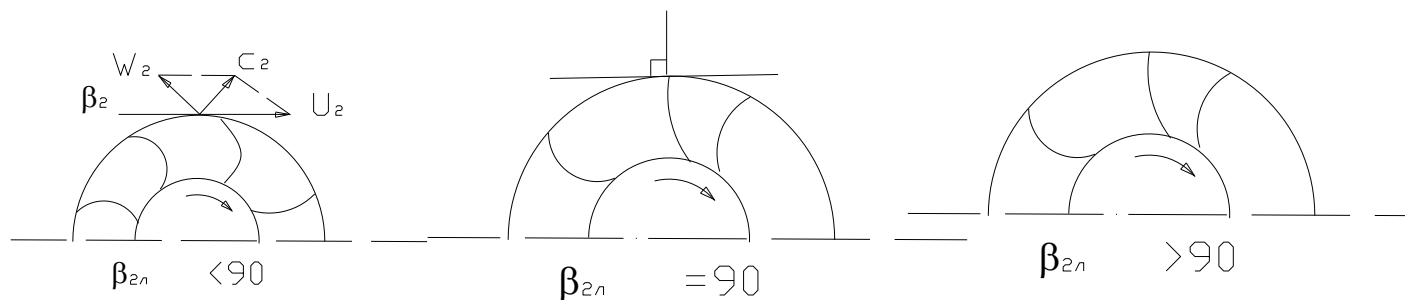


Лопастной угол $\beta_{2\bar{E}}$ -ватный конструктивный параметр, при помощи которого можно получать различные теоретические значения полного напора, создаваемого рабочим колесом центробежной машины. Обычно угол β_2 потока меньше лопастного угла $\beta_{2\bar{E}}$ на $3^\circ - 5^\circ$.

Это отличие связано с условием обтекания.

В зависимости от угла выхода существует 3 типа лопаток центробежного нагнетателя:

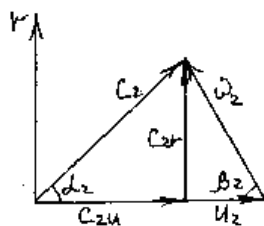
- лопатки отогнуты назад $\beta_{2\bar{E}} < 90^\circ$ (походу вращения)



радиальные $\beta_{2\bar{E}} = 90^\circ$

- отогнутые вперёд $\beta_{2\bar{E}} > 90^\circ$

Для всех типов $\beta_1 < 90^\circ$



Проанализируем влияние угла β_2 на скоростную и статическую часть напора.

$\alpha_1 = 0$; $C_{1r} = 0$; $C_1 = C_{1u}$, предположим, что колесо имеет радиальный вход и $C_{1u} = C_{2u}$ радиальная составляющая на выходе равна абсолютной скорости на входе.

$$H_T \propto \frac{U_2 C_{2u}}{g}$$

$$H_T \propto \text{полн} = (H_{ст})_T \propto + (H_{ск})_T \propto = \underbrace{\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g}}_{H_{см}} + \underbrace{\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}}_{H_{ск}}; (H_{ск})_T \propto = \frac{C_2^2 - C_{1u}^2}{2g}$$

$$C_2^2 = C_{2u}^2 + C_{2r}^2$$

$$C_{2u} = U_2 - C_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2$$

$$C_2^2 = C_{2u}^2 + (U_2 - C_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2)^2$$

$$(U$$

$$(H_{ск})_T \propto = \frac{(U_2 - C_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2)^2}{2g}$$

Найдем статическую часть напора:

$$C_{2u} = U_2 - C_{2u} \operatorname{ctg} \beta_2$$

$$(H_{CT})_{T\infty} = \frac{U_2 C_{2u}}{g} - \frac{(U_2 - C_{2u} \operatorname{ctg} \beta_2)^2}{2g}; \text{ после подстановки}$$

$$(H_{CT})_{T\infty} = \frac{U_2^2 - (C_{2u} \operatorname{ctg} \beta_2)^2}{2g}$$

Определяем экстремальные точки для статического напора:

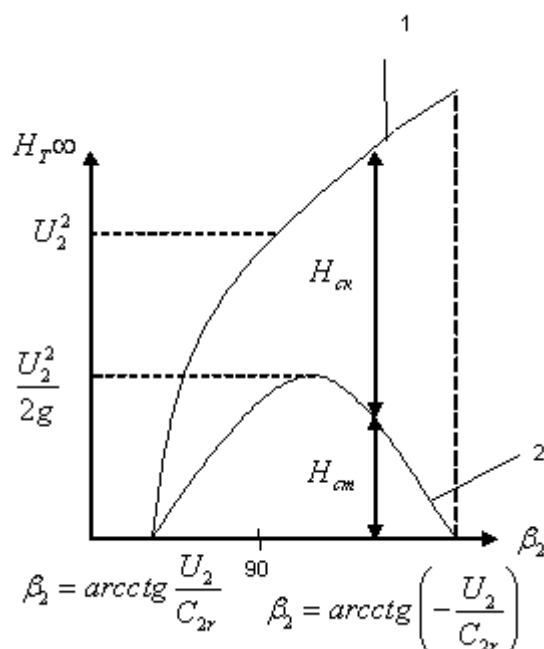
$$(H_{CT})_{T\infty} = 0, \text{ когда } U_2^2 - (C_{2u} \operatorname{ctg} \beta_2)^2 = 0;$$

$$\text{отсюда } \beta_2 = \operatorname{arccctg} \frac{U_2}{C_{2r}}$$

$$\beta_2 = \operatorname{arccctg} \left(-\frac{U_2}{C_{2r}} \right)$$

$$(H_{CT})_{T\infty} \text{ будет максимален при } \operatorname{ctg} \beta_2 = 0, \text{ т.е. при } \beta_2 = 90^\circ$$

$$(H_{CT})_{\max} = \frac{U_2^2}{2g}$$



1- полный напор

2- статический напор

Если $\beta_{2л} < 90^\circ$, то области отогнуты назад

$\beta_{2л} > 90^\circ$, то области отогнуты вперед

Рабочее колесо с лопастями отогнутыми вперед передает мах количество напора.

Напор передается потоку в виде кинетической энергии.

$$\beta_2 > 90^\circ, \text{ то } H_{ск} > H_{см}$$

$$\beta_2 = 90^\circ, \text{ то } H_{ск} = H_{см}$$

$$\beta_2 < 90^\circ, \text{ то } H_{ск} < H_{см}$$

Способность рабочих лопастей создавать статический напор обычно характеризуется степенью реактивности рабочего колеса ρ

Степень реактивности ρ равна отношению теоретического статического напора к полному теоретическому напору, создаваемому лопастями рабочего колеса

$$\rho = \frac{(H_{cm})_m}{H_m} = 1 - \frac{(H_{ck})}{H_m}$$

Чем выше ρ , тем более совершенно нагнетательное устройство.

Для лопастей, предельно отогнутых вперёд при $\beta_2 = \text{arcctg} \left(-\frac{U_2}{C_{2r}} \right)$, $\rho=0$.

Для радиальных лопастей $\text{ctg} \beta_2=0$, $\rho=0.5$

Для лопастей, предельно отогнутых назад, при $\beta_2 = \text{arcctg} \left(\frac{U_2}{C_{2r}} \right)$, $\rho=1$.

В нагнетателях с загнутыми вперёд лопастями преобладает скоростной напор. В нагнетателях с радиальными лопастями полный напор состоит из равных частей статического и скоростного напора.

В полном напоре, передаваемая лопастями, отогнутыми назад преобладает статический напор.

С точки зрения гидродинамики лопасти, отогнутые назад, являются наиболее обтекаемые, и поэтому можно увеличить диапазон скоростей и уменьшить гидравлические потери. Для таких нагнетателей КПД самый высокий.

В насосах и компрессорах всегда в основном лопасти отогнуты назад. В вентиляторах может быть три типа лопастей:

- радиальная;
- отогнутые назад;
- отогнутые вперёд: высокое давление и большие подачи. —

преимущества, при этом окружные скорости меньше, меньше габариты вентилятором.

Основные размеры рабочего колеса.

Это:



- внутренний и наружный диаметр $m = D_2/D$
- количество лопастей (z)
- углы входа и выхода лопасти ($\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$)
- ширина межлопастного канала (b_1 и b_2)
- ширина рабочих лопаток на входе и на выходе

Диаметры задаются исходя из скоростей вращения двигателя и исходной подачи. Величина m изменяются в широком диапазоне (1,25 ÷ 3,3) и слабо влияет на КПД нагнетателя.

Оптимальное соотношение диаметров, когда $m = (1,4 \div 1,6)$

Выбор числа рабочих лопаток необходимо производить так, чтобы обеспечить максимальный КПД рабочего колеса. Если число лопаток выбрано слишком малым, то появляются вихревые области (зоны отрыва потока) в межлопастных каналах, являющиеся дополнительным источником потерь. Чрезмерно большое число лопаток также вызывает увеличение потерь вследствие возрастания поверхностей трения.

Опыты показывают, что оптимальным будет такое число лопаток, при котором среднее расстояние между ними примерно равно половине их длины.

$$t = \frac{R_2 - R_1}{2}$$

$$Z_{opt} = 6,5 \frac{m+1}{m-1} \sin \frac{(\beta_{1r} + \beta_{2r})}{2} \quad - \text{ формула Пфлейдерера}$$

$$\sigma = \beta_{2r} - \beta_2 \quad - \text{ угол скоса лопаток } \sigma = 3 \div 5^\circ$$

$$i = \beta_{1r} - \beta_1 \quad - \text{ угол атаки } i_{\text{ид}} = -3 \div 5^\circ$$

Ширину рабочих лопаток на входе b_1 обычно выбирают такой, чтобы скорость C_1 перед рабочими лопатками не отличалась от скорости C_0 на входе в межлопастное пространство $C_1 = C_0$

$$\text{Определим } b_1: Q = C \cdot F, F_0 = \frac{\pi D_0^2}{4} \Rightarrow Q_0 = C_0 \frac{\pi D_0^2}{4} \cdot \mu_0,$$

где μ_0 - коэффициент заполнения сечения активным потоком.

$F_1 = \pi D_1 b_1$; $Q_1 = C_1 \pi D_1 \mu_1 b_1$, μ_1 - коэффициент заполнения сечения активным потоком с учётом толщины лопаток.

$$Q_1 = Q_0; \mu_1 = \mu_0; D_1 = D_0$$

$$b_1 = \frac{D_1}{4}; \text{ иногда } b_1 = (1 \div 1,5) \frac{D_1}{4}$$

Ширина рабочих лопаток на выходе b_2 в большинстве случаев определяется из условия равенства радиальных проекций скорости до и после рабочего колеса.

$$Q_1 = C_{1r} \pi D_1 b_1 \mu_1; Q_2 = C_{2r} \pi D_2 b_2 \mu_2$$

$$\mu_1 = \mu_2, \text{ приравняв.}$$

Отводы и подводы к нагнетателям.

Подводы: - это часть проточной полости нагнетателя, подводящая перемещаемую среду к входному отверстию рабочего колеса.

Задача: - осесимметричное одномерное подведение потока к рабочему колесу.

Характеризуются тремя параметрами:

- длиной l_k

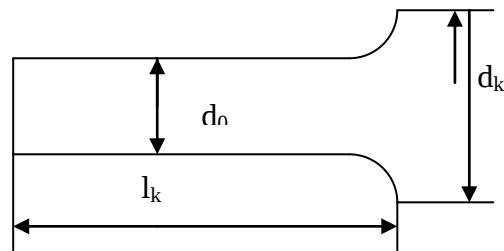
- диаметром входного отверстия d_k

- диаметр минимального сечения d_0

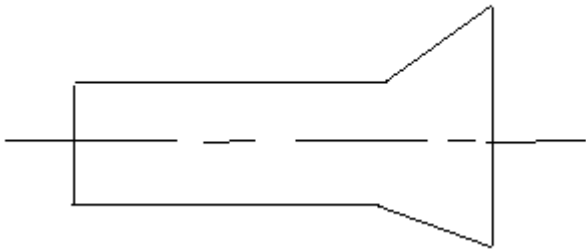
- диаметр входа в нагнетатель.

Формы сечения подвода.

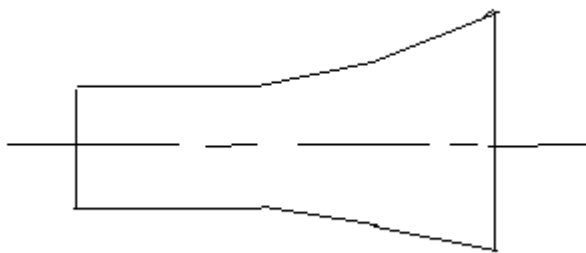
- цилиндрический



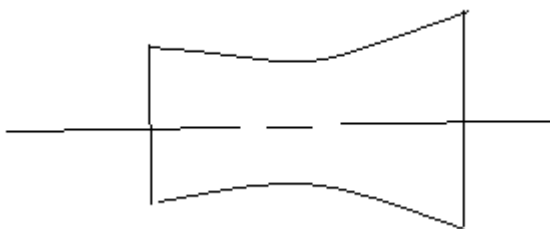
- конический



- комбинированный



- тороидальный



Подвод обеспечивает min скорость на входе. Чем меньше скорость, тем меньше гидравлические потери. С этой скоростью площадь входа выполняется максимально возможной. Отвод-это часть проточной лопасти нагнетателя, принимающая перемещаемую среду из рабочего колеса и частично преобразующую кинетическую энергию потока в потенциальную

Отводы 3 типов:

- кольцевой
- спиральный
- лопаточный

Кольцевой отвод представляет собой цилиндрическое пространство, постоянной ширины, охватывающий рабочее колесо.

Спиральный отвод- криволинейный диффузорный канал, окружающий рабочее колесо и обычно комбинированный с кольцевым отводом.

Отводы должны обеспечивать отведения жидкости от колеса наименьшими потерями и по возможности без нарушения осесимметричности потока в колесе. При этом скорость потока должна постепенно уменьшаться до величины скорости в начальном сечении напорного трубопровода. С целью понижения скорости на выходе из напорного патрубка машины к спиральному отводу присоединяют прямолинейный конический диффузор с углом раскрытия $\approx 10^\circ$

Лопаточный отвод- это система нескольких диффузорных каналов, окружающих рабочее колесо.

движение потока

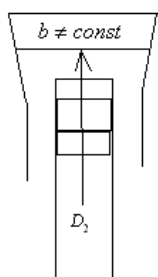


От ΔR может зависеть качество работы нагнетателя. В этой полости производится выравнивание скоростей и некоторое изменение кинетической и потенциальной энергии $\Delta R \approx 10 \text{ мм}$.

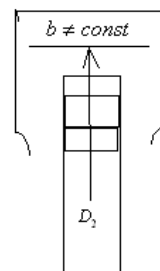
В компрессорах - ΔR - несколько десятков мм.

Специальный отвод (формы сечений).

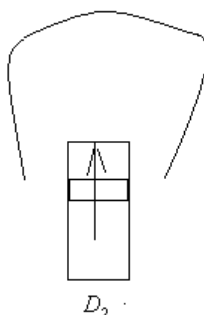
- Трапециидальный



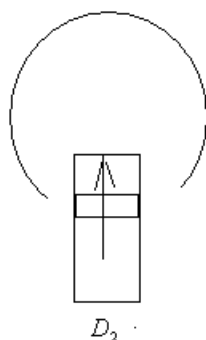
- прямоугольный



- грушевидный



- круглый



$C_{опт}$ - средняя скорость в отводе

$\Delta H_{уд}$ - потери на удар (в связи с резким уменьшением скорости) или местные потери.

$\Delta H_{ос}$ - потери, связанные непосредственно с отводом

$$\Delta H = \Delta H_{уд} + \Delta H_{ос}$$

$\zeta = 0,2 \div 0,5$ - приблизительные потери

$C_{опт} = 0,7 C_2$; C_2 - скорость выхода из рабочего колеса

Много ступенчатые и многопоточные центробежные нагнетатели.

$$H = \frac{U_2 C_{2u}}{g} - \text{напор, развиваемый ступенью нагнетателя}$$

$$Q = C_2 \pi D_2 b_2 \mu_2$$

b_2 - ширина лопатки на входе;

μ_2 - коэффициент заполнения проточной полости колеса;

D_2 - наружный диаметр колеса;

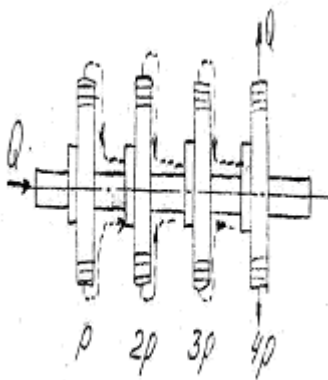
C_2 - скорость выхода потока с лопатки.

$$U_2 \sim 40 \frac{\text{м}}{\text{с}} - \text{для чугунных колес};$$

$$U_2 \sim 300 \frac{\text{м}}{\text{с}} - \text{для стальных легированных.}$$

С целью увеличения напора и подачи, создаются многоступенчатые и многопоточные нагнетатели.

Многоступенчатая центробежная машина представляет собой ряд ступенчатых машин, рабочие колеса которые сидят на общем валу и включены последовательно.



$$H = \sum H_i$$

$$P = \sum P_i$$

Если все ступени имеют одинаковые геометрические размеры, то:

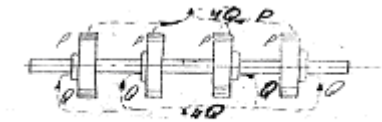
$$H = n \cdot H_i, \text{ } n - \text{число ступеней.}$$

Подача Q будет одинакова на всех ступенях (из закона сохранения массы).

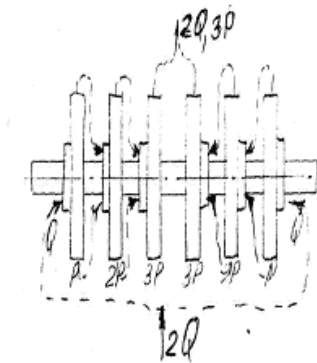
$$Q = Q_i$$

Поток с выхода предыдущей ступени на вход последующий направляется с помощью системы специальных лопаток. Она необходима для того, чтобы нагнетатель имел максимальный КПД

Для того, чтобы увеличить подачу, нагнетатель выполняют многопоточным.



Для того, чтобы уменьшить осевые усилия потока, поток должен быть встречным.



$$Q = \sum Q_i; H = H_i$$

Для того, чтобы обеспечить большой напор и большую подачу, используют комбинированные нагнетатели.

Теоретические характеристики центробежных нагнетателей

$$H = f_1(Q) \text{ либо } P = f_1(Q)$$

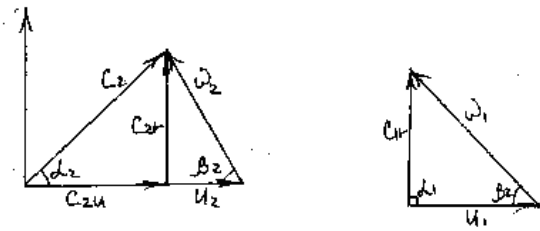
$$N = f_2(Q) \text{ либо } N_{ст} = f_4(Q) \text{ основные характеристики, а зависимость}$$

$$\eta = f_3(Q) \text{ либо } \eta_{ст} = f_5(Q)$$

$$H = f(Q) - \text{главная характеристика}$$

Рассмотрим центробежный нагнетатель радиального типа.

$$\alpha_1 = 90^\circ, C_1 = C_{1r}, C_{1u} = 0$$



$$C_{2u} = U_2 - C_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2$$

$$H_T \infty = \frac{U_2 C_{2u}}{g} - \text{уравнение Эйлера}$$

$$Q = \pi D_2 b_2 C_{2r} \Rightarrow C_{2r} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2}$$

$$C_{2u} = U_2 - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2} Q; U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$$

$$C_{2u} = \frac{\pi D_2 n}{60} - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2} Q - \text{подставляем } C_{2u} \text{ в уравнение Эйлера}$$

$$H_T \infty = \left(U_2 - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2} Q \right) \frac{U_2}{g}, \text{ подставляем } U_2$$

$$H_T \infty = \frac{(\pi D_2 n)^2}{3600g} - \frac{n \operatorname{ctg} \beta_2}{60 b_2 g} Q - \text{зависимость } H \text{ от } Q$$

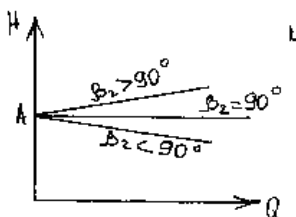
$$\text{Обозначим } \frac{(\pi D_2 n)^2}{3600g} = A; \frac{n \operatorname{ctg} \beta_2}{60 b_2 g} = B$$

$$H_T \infty = A - BQ$$

При $n = \text{const} \rightarrow A = \text{const}, B = \text{const}$.

B - характеризует угол наклона прямой.

При $\beta_2 = 90^\circ \operatorname{ctg} \beta_2 = 0 \Rightarrow H_0 \infty = A = \text{const}$



Если $\beta_2 > 90^\circ$, то

лопатки загнуты вперед,

$\operatorname{ctg} \beta_2 < 0$ и прямая линия будет восходящей

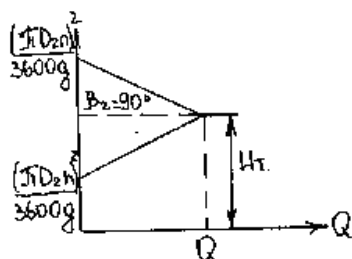
Если $\beta_2 < 90^\circ \Rightarrow \operatorname{ctg} \beta_2 > 0 \Rightarrow B > 0$

Для лопаток загнутых вперед с ростом подачи расчет напор и тем сильнее, чем больше β_2 .

Для лопаток отогнутых назад с ростом Q , H падает.

$$N_{\infty} = \dot{V} g H_{\infty} = \rho Q (A - BQ) g$$

$$N_{\infty} = \rho Q \left(\frac{(\pi D_2 n)^2}{3600g} - \frac{n \cot \beta_2}{60 b_2 g} Q \right) g$$



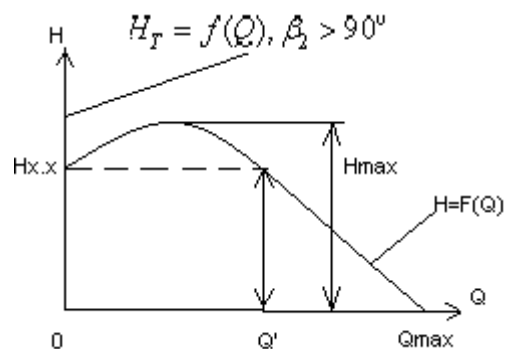
Действительные характеристики центробежных нагнетателей при постоянной частоте вращения.

$$\Delta H_o \sim C^2, C = \frac{Q}{F} \rightarrow \Delta H_o \sim Q^2$$

В зависимости от угла и от конструктивных особенностей прочной полосы существует две основные характеристики:

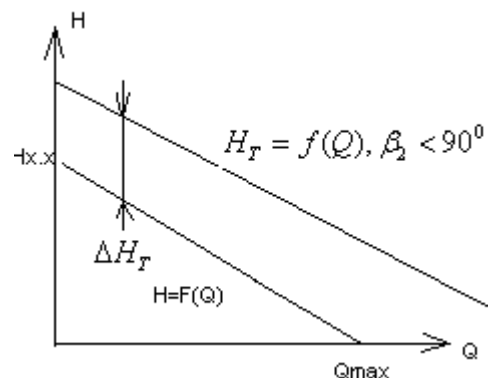
1)

Неустойчивый режим работы от $H_{x.x}$ до H_{max} (может самопроизвольно меняться).



2)

Такая характеристика свойственна центробежным машинам при рациональной конструкции поточной части. Работа машины может быть устойчивой.

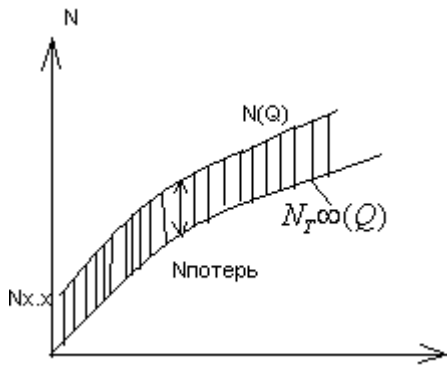


1 Характеристика мощности.

Действительная характеристика мощности получается путем суммирования теоретической зависимости мощности и мощности потерь.

$$N_{\delta \infty}(Q=0) = 0$$

$$N(Q=0) = N_{\delta \delta}$$

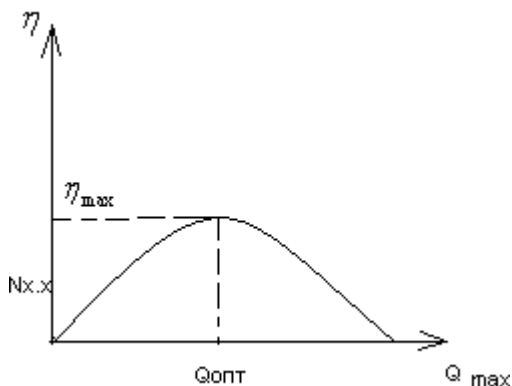


В связи с тем, что при нулевой подаче, мощность $\min$, рекомендуется запускать нагнетатель, при полностью закрытой задвижке, тогда не будет перегрузки двигателя.

2. Характеристика

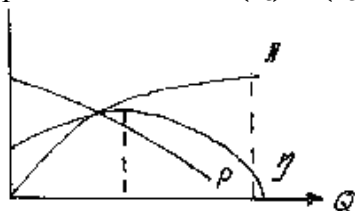
КПД:

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{N}$$



Подачи, обеспечивающие максимальное значение КПД, являются оптимальными.

Набор зависимостей $P(Q)$, $N(Q)$, $\eta(Q)$

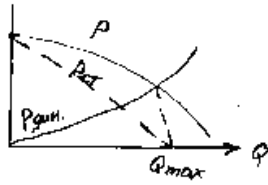


называется полной характеристикой.

Путём пересчёта всех параметров строится универсальная характеристика с её помощью осуществляется подбор нагнетателя.

Оптимальный ритм работы - $\eta = 0.9\eta_{\max}$

Наибольшей устойчивостью обладают нагнетатели с крутопадающей характеристикой. Как правило она не доходит до пересечения с осью Q.



$$P_{дин} = (Q) = \frac{\rho C^2}{2} = 0.8^2 \frac{\rho Q^2}{2F^2}$$

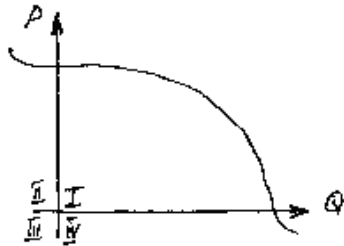
$$P_{дин} = kQ^2$$

$$P_{cm} = (P - P_{дин}) / Q = const$$

$$Q = 0 \rightarrow P = P_{cm}; Q = Q_{max} \rightarrow P_{cm} = 0$$

Работа при положительной передаче означает, что поток движется от всасывающего патрубка к нагнетателю.

А положительное давление означает, что нагнетатель создает, а не потребляет работу.



Может оказаться, что при положительном давлении, подача отрицательна.

Если гидродинамическое сопротивление трубопровода велико, то жидкость течет через один из нагнетателей в обратном направлении. Один из нагнетателей играет роль дросселя.

Характеристика, отражающая все условия работа нагнетателя называется характеристикой в квадрантах.

Подобие нагнетателей.

Теория подобия позволяет выбрать существующий нагнетатель в качестве основы и на его базе получать размеры рабочего колеса проектирующего нагнетателя с требуемыми характеристиками.

Два нагнетателя будут гидродинамическими подобными при выполнении 3 условий:

- геометрическое подобие: необходимо существование пропорциональности соответствующих геометрических размеров нагнетателей.

Все параметры, относящиеся натуральному нагнетателю будем обозначать со штрихом. Параметры идеального- без штриха.

$$\frac{D_2'}{D_2} = \frac{b_2'}{b_2} = \frac{D_1'}{D_1} = \dots \delta$$

- кинематическое подобие: пропорциональность скоростей в сходственных точках потока.

$$\frac{U_2'}{U_2} = \frac{C_{2u}^{2u'}}{C_{2u}} = \frac{C_{2r}^{2r'}}{C_{2r}} = \dots \delta$$

- предусматривает равенства углов установки лопаток на входе и выходе из рабочего колеса.

$$\beta_2' = \beta_2; \beta_1' = \beta_1$$

Получим формулу подобия для подач:

$$Q = \pi D_2' b_2' C_{2r}' \eta_0'$$

η_0 - объемный коэффициент потерь

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{D_2'}{D_2} \frac{b_2'}{b_2} \cdot \frac{C_{2r}'}{C_{2r}} \frac{\eta_0'}{\eta_0}$$

$$\frac{D_2'}{D_2} = \frac{b_2'}{b_2}; \frac{C_{2r}'}{C_{2r}} = \frac{U_2'}{U_2} = \frac{\pi D_2' n'}{\pi D_2 n}$$

$$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^3 \frac{n'}{n} \frac{\eta_0'}{\eta_0}$$

Объемные подачи подобных нагнетателей относятся как кубы наружных диаметров рабочих колес и первой степени частот вращения и объемных КПД.

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n} \frac{\eta_0'}{\eta_0} \quad - \text{ для какого-то данного нагнетателя;}$$

Из первого приближения можно считать, что

$$\eta_0' = \eta_0$$

Напишем формулу подобия для напора:

$$H' = \frac{U_2' C_{2r}'}{g} \eta_{\Gamma}'; \quad H = \frac{U_2 C_2}{g} \eta_{\Gamma}$$

$$\frac{H'}{H} = \frac{U_2' C_{2u}' \eta_{\Gamma}'}{U_2 C_{2u} \eta_{\Gamma}}$$

$$\frac{C_{2u}'}{C_{2u}} = \frac{U_2'}{U_2} = \frac{\pi D_2' n'}{\pi D_2 n}$$

$$\frac{N'}{N} = \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^2 \left(\frac{n'}{n} \right)^2 \frac{\eta_{\Gamma}'}{\eta_{\Gamma}}$$

Полные напоры, создаваемые нагнетателями в подобных режимах относятся как квадраты наружных диаметров рабочих колес и частот вращения вала, и первой степени гидравлических КПД.

$$D_2' = D_2$$

$$\frac{N'}{N} = \left(\frac{n'}{n} \right)^2 \frac{\eta_{\tilde{A}}'}{\eta_{\tilde{A}}} \quad \text{ДЛЯ ДАННОГО НАГНЕТАТЕЛЯ}$$

В первом приближении $\eta_{\tilde{A}}' = \eta_{\tilde{A}}$

$$\frac{P'}{P} = \frac{\rho'}{\rho} \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^2 \left(\frac{n'}{n} \right)^2 \frac{\eta_{\Gamma}'}{\eta_{\Gamma}} - \text{формула подобия для давления}$$

Напишем формулу подобия для мощности:

$$Ng = pQ = \rho g H Q; \eta = \frac{\rho g H Q}{N} \Rightarrow$$

$$N = \frac{\rho g H Q}{\eta}$$

$$\frac{N'}{N} = \frac{\rho'}{\rho} \frac{Q'}{Q} \frac{\eta'}{\eta} \frac{H'}{H}$$

$$\frac{N'}{N} = \frac{\rho'}{\rho} \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^5 \left(\frac{n'}{n} \right)^3 \frac{\eta_0'}{\eta_0} \frac{\eta_{\Gamma}'}{\eta_{\Gamma}} \frac{\eta'}{\eta}$$

$$\eta = \eta_0 \eta_{\Gamma} \eta_M \Rightarrow$$

$$\frac{N'}{N} = \frac{\rho'}{\rho} \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^5 \left(\frac{n'}{n} \right)^3 \frac{\eta_i'}{\eta_i}$$

Мощность потоков прямопропорционально диаметру колеса на входе в 5-ой степени, частоты вращения- в 3-ей степени, плотности перекачиваемой среды в 1-ой степени и обратно пропорционально механической КПД в 1-ой степени.

$$\text{Если } D_2' = D_2, \text{ и } \rho' = \rho, n \text{ то } \frac{N'}{N} = \left(\frac{n'}{n} \right)^3 \frac{\eta_M'}{\eta_M}$$

Выделенные соотношения называются формулами подобия, либо формулами пропорциональности. В первом приближении

$$\eta_0' = \eta_0; \eta_M' = \eta_M; \eta' = \eta; \eta_{\Gamma}' = \eta_{\Gamma}$$

Работа нагнетателя зависит от свойств трубопровода.

Коэффициент быстроходности. Типы рабочих колес различной быстроходности.

Коэффициент быстроходности – эта такая частота вращения геометрически подобного насоса, который при напоре 1 м развивает подачу

$$Q = 0.075 \text{ [м}^3/\text{с]}$$

Пусть для некоторого насоса известны D , Q , H , n . Найдем коэффициент быстроходности – n_s .

Пусть $\eta = \text{const.}$

$$\frac{H}{H_s} = \left(\frac{D_2}{D_{2s}} \right)^2 \left(\frac{n}{n_s} \right)^2; \quad \frac{Q}{Q_s} = \left(\frac{D_2}{D_{2s}} \right)^3 \left(\frac{n}{n_s} \right)$$

$$\frac{\frac{Q}{Q_s}}{\left(\frac{H}{H_s} \right)^{3/2}} = \frac{\left(\frac{D}{D_{2s}} \right)^3 \frac{n}{n_s}}{\left(\frac{D_2}{D_{2s}} \right)^3 \left(\frac{n}{n_s} \right)^3} = \left(\frac{n_s}{n} \right)^2$$

$$\frac{Q}{Q_s} = \left(\frac{H_s}{H} \right)^{3/2} = \left(\frac{n_s}{n} \right)^2; \quad H_s = 1 \text{ м}; \quad Q_s = 0.075 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$n_s = n \sqrt{\frac{Q}{Q_s} \left(\frac{H_s}{H} \right)^{3/2}} = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \frac{(H_s)^{3/4}}{\sqrt{Q_s}} = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \frac{(1)^{3/4}}{\sqrt{0.075}} = 3.65 n \frac{\sqrt{Q}}{(H)^{3/4}}$$

$$n_s = 3.65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad [n] = \text{об/мин}; \quad [Q] = \text{м}^3/\text{с}; \quad [H] = \text{м}.$$

Коэффициент быстроходности является критерием подобия, т. е. если два нагнетателя имеют различные n , Q , N , но одно и тоже значение n_s , то они называются подобными. ($n_s = 0 \div \infty$)

Для насоса с двухсторонним входом в качестве подачи выбирается – $Q/2$.

В зависимости от величины коэффициента быстроходности рабочие колеса подразделяются на пять типов:

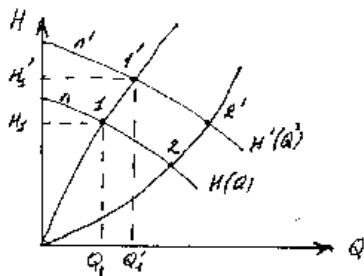
L – удельная работа $L = g \cdot H$.

Влияние частоты вращения рабочего колеса на характеристики нагнетателя.

Дана напорная характеристика при частоте вращения n .

Выбираем точку 1.

Пусть частота n



$$Q_1' = Q_1 \left(\frac{n'}{n} \right)$$

$$H_1' = H_1 \left(\frac{n'}{n} \right)^2$$

$$\eta_0 = \eta_0' = \text{const}; \quad \eta_r = \eta_r' = \text{const}$$

Линии, соединяющие очки пересчета (1 и 1', 2 и 2'), называются линиями пропорциональности.

$$\frac{Q_1'}{Q} = \frac{n'}{n}; \quad - \frac{H_1'}{H} = \left(\frac{n'}{n} \right)^2 = \left(\frac{Q_1'}{Q} \right)^2$$

$$\frac{H_1'}{(Q_1')^2} = \frac{H_1}{Q_1^2} = \dots = k$$

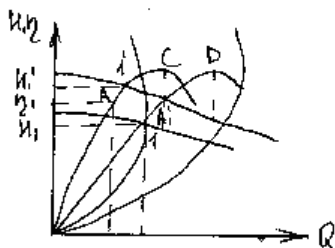
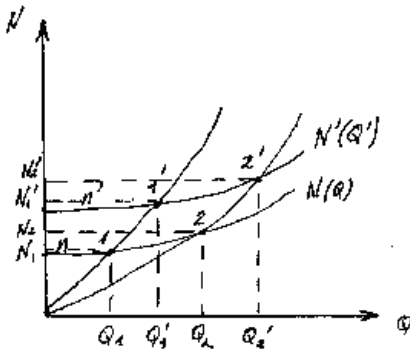
$H = k \cdot Q^2$ - описывает линии пропорциональности, которые имеют вид квадратичной параболы.

Линии пропорциональности являются линиями постоянного КПД, потому что при пересчете полагали, что КПД постоянен.

Аналитическим путем получаем набор характеристик для разных частот вращения вала. При изменении частоты вращения характеристика смещается параллельно: вверх при увеличении частоты вращения и вниз, при уменьшении частоты.

Точки пересечения линий пропорциональности и напорных характеристик при разных частотах вращения определяет значение напора и подачи в подобных режимах.

Перестроим характеристику мощности при изменении частоты вращения рабочего колеса: Предполагаем, что КПД не зависит от частоты вращения.



$$N_1' = N_1 \left(\frac{n'}{n} \right)^3$$

$$\frac{Q_1'}{Q_1} = \frac{n'}{n}$$

$$\frac{N_1'}{N_1} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3 = \left(\frac{Q_1'}{Q_1}\right)^3 \Rightarrow N = mQ^3.$$

Посмотрим, как изменится характеристика КПД при изменении частоты вращения.

Характеристика КПД деформируется вдоль оси абсцисс.

Работа нагнетателя в сети.

Сетью называется система трубопроводов и отдельных агрегатов, присоединенных к нагнетателю.

Различают сети:

- простые;
- сложные.

Простые состоят из одного или нескольких последовательно соединенных участков.

Сложные – это соединения разветвленных либо параллельных участков.

Потери в сети:

- местные сопротивления
- потери на выходе = $\frac{\rho c_{вых}^2}{2}$
- потери на трение

Суммарные потери:

$$\Delta P_n = \Delta P_{mp} + \Delta P_m = \left(\sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_{j=1}^n \xi_j \right) \frac{\rho c^2}{2}$$

$$c = \frac{Q}{F} = \frac{Q}{\frac{\pi d^2}{4}} \text{ - подставляем в } \Delta P_n$$

$$\Delta P_n = \left(\sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_{j=1}^n \xi_j \right) \rho \frac{Q}{2 \left(\frac{\pi d^2}{4} \right)^2} = \left(\sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_{j=1}^n \xi_j \right) \frac{\rho}{2} \left(\frac{4}{\pi d^2} \right)^2 Q^2 = k \cdot Q^2$$

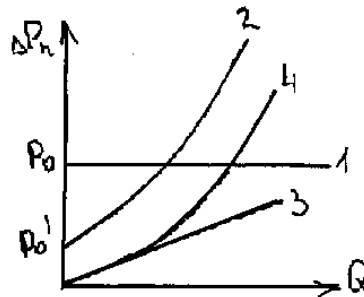
$\Delta P_n = k \cdot Q^2$ - характеристика сети для вентиляционных систем. Коэффициент k является const-ой для каждой сети и характеризует собой гидравлические потери в сети.

В результате расчета сети определяют полную потерю давления в ней при соответствующем расходе. Если выполнить расчет той же сети при других расходах или если во время опыта измерить потерю давления при разных расходах, то можно получить ряд точек и провести через них кривую – характеристику сети.

Характеристика сети, таким образом, представляет собой график, выражающий зависимость потерь давления в данной сети от расхода через неё.

Коэффициент k тем больше, чем длиннее, извилистее сеть, чем больше шероховатость внутренних поверхностей. Также k зависит от плотности, вязкости среды, числа Re.

- 1) $\Delta P_n = P_0 = \text{const}$ – для сети с постоянными статическим сопротивлением (при продувании воздуха через слой жидкости).
- 2) $\Delta P_n = P_0' + k \cdot Q^2$ – для сети со статическим давлением и потерей давления при турбулентном режиме.
- 3) $\Delta P_n = k \cdot Q$ – для сети с ламинарным течением.

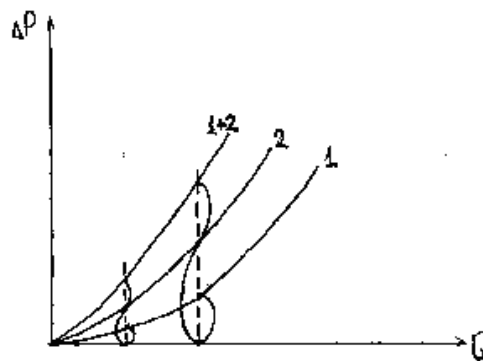


- 4) $\Delta P_n = k \cdot Q^n$ – для сети с сопротивлением при политропном течении
 При расчете сети используют принцип суперпозиции, т. е. что отдельные участки сети не влияют друг на друга.

1) рассмотрим характеристику сети последовательно соединенных участков

$$Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n = Q$$

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \dots + \Delta P_n = (k_1 + k_2 + \dots + k_n) \cdot Q$$

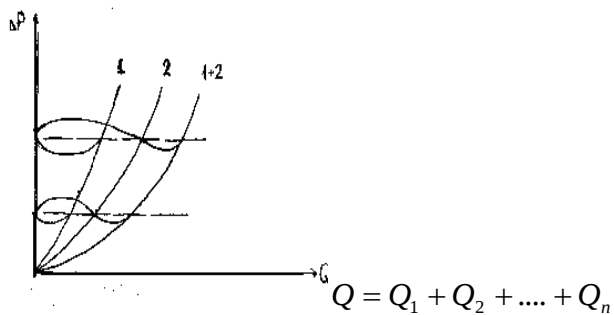


- 2) для параллельных сетей

$$\Delta P_1 = P_A - P_B$$

$$\Delta P_2 = P_A - P_B$$

$$\Delta P_1 = \Delta P_2 = \dots = \Delta P_n$$

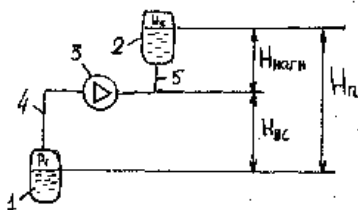


Получим работу насоса в сети:

4 – всасывающая линия;

5 – нагнетательная линия

Чтобы обеспечить потребителя напором Q насос должен



преодолевать напор H_n , разность $(P_2 - P_1)$ и сумму потерь давления в сети).

$$P = g\rho H_n + (P_2 - P_1) + \Delta P_c$$

$$H = H_n + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + h_c$$

$$H = H_c + \Delta h_c$$

$$\Delta P_c = \Delta P_m + \Delta P_{тр}$$

$$\Delta P_c = \Delta P_{вс} + \Delta P_{нагн.}$$

$$\Delta P_{вс} = (\Delta P_{тр})_{вс} + (\Delta P_m)_{вс}$$

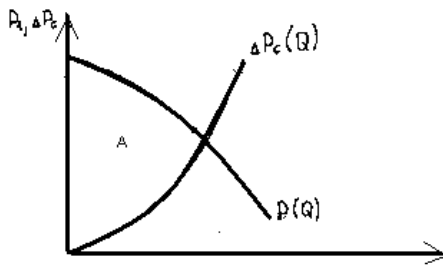
$$\Delta P_{нагн.} = (\Delta P_{тр})_{нагн.} + (\Delta P_m)_{нагн.}$$

$$H = H_c + \Delta h_c$$

Существует два метода подбора нагнетателя:

- аналитический
- графический.

т. А – рабочая, либо ретимная ($\cdot$), которая однозначно определяется давление и подачу нагнетателя в данной сети.

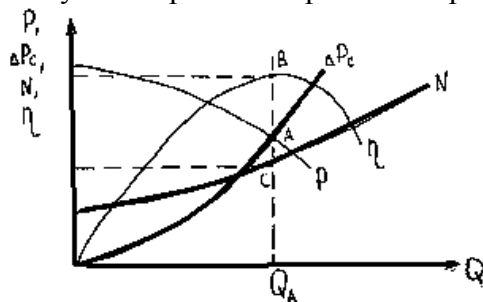


Рабочей точке соответствует условие равновесия, при котором подача равна расходу жидкости через сеть, а давление, развиваемое нагнетателем равно потерям давления в сети.

Если $Q > Q_A$, то $P_{нагн} < \Delta P_{сети}$, то нагнетатель не сможет обеспечивать потребителя.

Определить характеристику методом наложения:

Для получения величины потребляемой нагнетателем мощности и значения КПД следует через рабочую поверхность провести вертикальную прямую до



пересечения её с кривыми N и η ; через точку пересечения B и C провести горизонтальные прямые к шкалам N и η .

Регулирование подачи нагнетателя.

Регулирование подачи можно осуществить 2-мя способами:

- изменением характеристики сети;
- изменением нагнетателя.

Регулированием нагнетателя - называется такое изменение параметров, которые осуществляются непрерывно без останова машины.

Отношение изменение подачи нагнетателя при регулировании, отнесенное к подаче при исходном режиме глубиной регулирования $\Delta Q/Q$

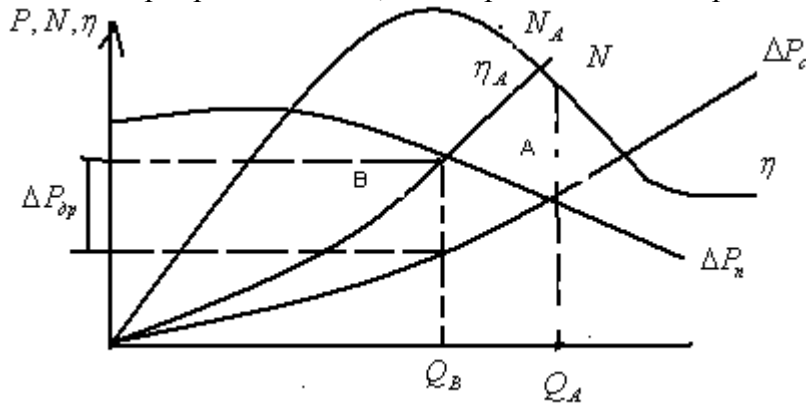
Существует три вида регулирующих устройств:

- дроссельное регулирование. Это устройство изменяют характеристику сети, но не изменяют характеристику нагнетателя. Принимается при неизменной частоте вращения
- устройства, изменяющие частоту вращения рабочего колеса (характеристику нагнетателя). Особенность: характеристика не изменяется.
- устройство, одновременно изменяющее характеристику нагнетателя и сети (направляющие аппараты на входе нагнетателя).

Дроссельное регулирование при $n = const$

Состоит в искусственном введении в сеть дополнительного гидравлического сопротивления.

Если прикрыть вентиль, то гидравлические сопротивления возрастают и характеристика сети

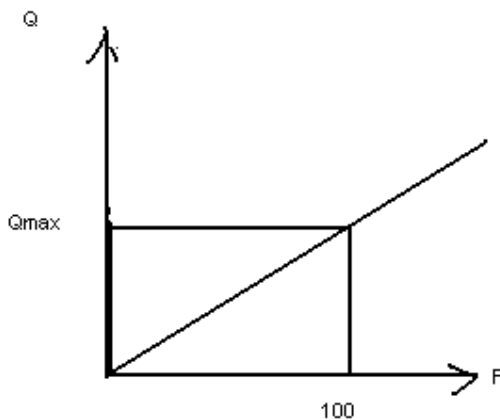


станет более крутой. Дроссельное регулирование используется только для уменьшения подачи.

$$\Delta N = \frac{Q \cdot \Delta P_{\text{др}}}{\eta}$$

Энергетическая эффективность дроссельного регулирования центробежных машин низка. Благодаря простоте, дешевизне и удобству в эксплуатации этот метод нашел широко применение.

Для центробежных насосов, подающих жидкость, дроссельное устройство нужно устанавливать



на напорном трубопроводе(выходном сечении), в другом случае возникают кавитационные явления.

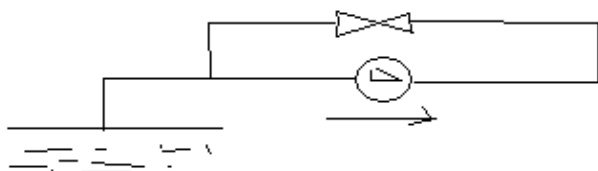
Дроссельный способ применим к нагнетателям с возрастающей характеристикой мощности.

$$\frac{\partial N}{\partial Q} > 0$$

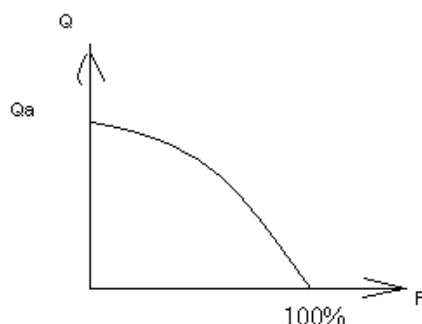
Если $\frac{\partial N}{\partial Q} < 0$, то при дросселировании мощность растет, т.е. мы сами увеличиваем

потерю энергии. Одним из вариантов дроссельного регулирования является регулирование перепуском.

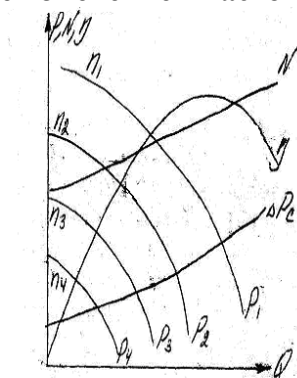
$$Q_A = Q_{\text{max}}$$



При регулировании перепуском



Регулирование изменением частоты вращения рабочего колеса.



$$\Delta P_c(Q) = \text{const}$$

$$n_1 > n_2 > n_3 > n_4$$

С увеличением n , Q увеличивается

С уменьшением n , подача и расход падают, и наоборот.

Особенность: регулирование производится в любую сторону ($\uparrow, \downarrow$).

Гидравлические потери, связанные с регулированием отсутствуют. Этот способ с энергетической точки зрения является эффективным. Однако применяется он редко, поскольку преобладающее количество центробежных машин небольшой подачи приводится в движение короткозамкнутыми электродвигателями трехфазного тока, изменять частоту вращения вала которых с целью регулирования расхода невозможно.

Способы изменения n :

- регулировка напряжения электродвигателя
- паротурбинный привод.

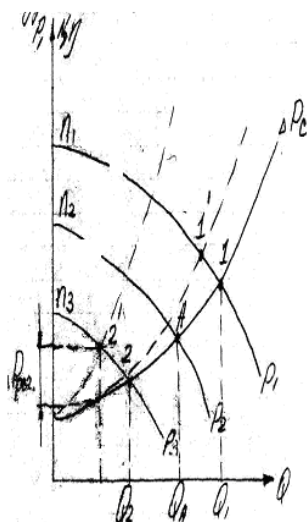
Он реализуется путем изменения частоты вращения вала машины. Для этого можно изменять частоту вращения турбины воздействием на ее паровпускное устройство.

- использование гидромуфт, индукционных муфт, муфт скольжения.
- использование временного вариатора частоты вращения.

Смешанный тип регулирования

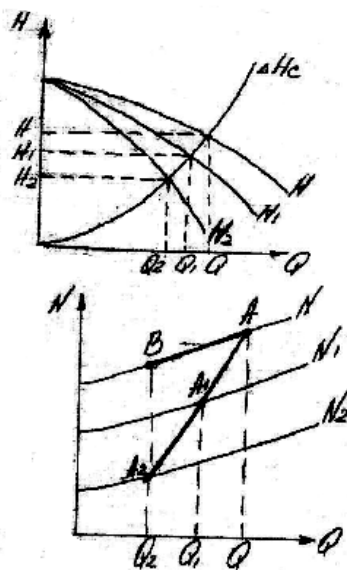
Основан на использовании ступенчатого изменения n с дорегулировкой дросселированием

Смешанное регулирование является энергетически более выгодным, чем дросселирование



Регулирование подачи поворотными направляющими лопастями на входе в рабочее колесо.

$$H_{T\infty} = \frac{U_2 C_{2u}}{g}$$



С учетом того, что

$$C_{1u} = 0; \alpha_1 = 90^\circ, C_1 = C_{1r}$$

Если уменьшить угол α_1 , то Q , H , N уменьшаются

$$H_{T\infty} = \frac{U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}}{g}$$

С увеличением α напорная характеристика будет отклоняться. С уменьшением α мощность убывает но не линейно

$$Q > Q_1 > Q_2; \quad H > H_1 > H_2$$

Мощность изменяется вдоль линии AA_2 при уменьшении α .

При дросселировании мощность изменялась бы вдоль линии АВ.

При закручивании потока мощность изменяется быстрее, чем при дросселировании, т. е. это более экономичный способ регулирования подачи напора.

Иногда для форсирования потока, поток закручивают в обратную сторону $\alpha_1 > 90^\circ$. Тогда,

$$H_{O\infty} = \frac{U_2 C_{2u} + U_1 C_{1u}}{g}$$

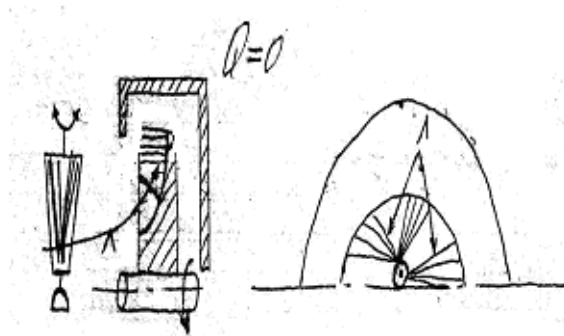
При таком способе, т.е. увеличивая угол α , происходит незначительное увеличение подачи.

Устройства, осуществляющие закручивание потока перед рабочим колесом называется направляющими устройствами.

Конструктивно они выполняются в виде:

- осевых
- радиальных.

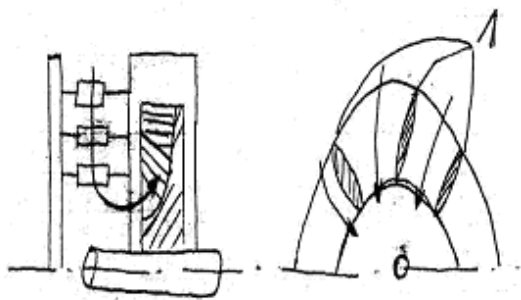
Осевой направляющий аппарат.



Состоит из лопаток Л с радиальными осями вращения: лопатки поворачиваются все одновременно при помощи особого перестановочного кольца. Одно из положений лопаток соответствует размещению их в меридиональных плоскостях: при этом поток на входе в рабочее колесо будет радиальным. Другое характерное положение лопаток будет соответствовать полному их закрытию, когда $Q = 0$.

Аппарат удобно стыкуется с трубопроводом.

Радиальный тип аппаратов.



Лопатки выполняются в виде круговой цилиндрической решетки. Оси вращения – вдоль оси колеса.

Направляющие аппараты следует располагать в непосредственной близости от входа в колесо (чем ближе, тем лучше); только в этом случае достигается эффективное регулирование. Если направляющий аппарат располагать на некотором расстоянии от машины, то эффективность его может быть низкой из-за быстрого торможения вращательного движения потока.

Совместная работа нагнетателей.

Используется в случаях, когда:

- один нагнетатель не обеспечивает необходимую Q либо P , а замена его на более мощный невозможна.
- необходимость изменения расхода и давления нагнетателя в технологическом процессе.
- обеспечение надежности работы всех систем в целом.

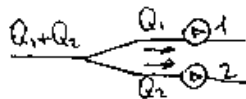
Системы включения:

- параллельное включение,
- последовательное включение,
- смешанное включение.

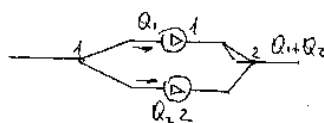
1. Параллельное включение – используется при необходимости увеличения подачи, если это увеличение невозможно обеспечить повышением частоты вращения рабочего колеса.

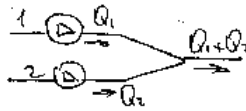
Оно может быть:

- полностью параллельное включение нагнетателей.



- полупараллельное включение.





Проанализируем работу нагнетателей при параллельном включении (графически)

$$\begin{cases} P_1 = P_2 = P_{\Sigma} \\ Q_{\Sigma} = Q_1 + Q_2 \end{cases} \text{ в т. 1 и в т. 2}$$

а) одинаковые нагнетатели

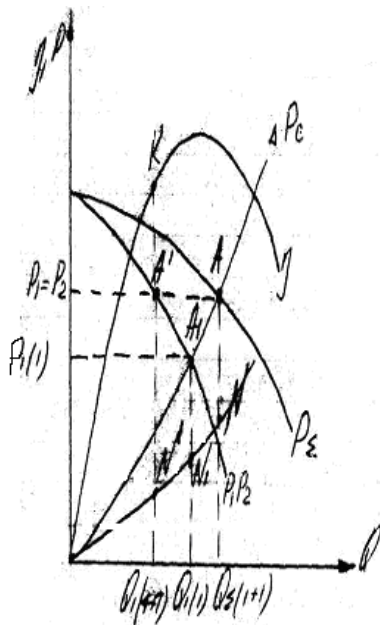
Точка А' определяет режим работы каждого нагнетателя при одновременной работе двух нагнетателей.

$$P_{\Sigma} = P_{1(1+1)} = P_{2(1+1)}$$

$$Q_{1(1+1)} = Q_{2(1+1)}; Q_{\Sigma} = 2Q_{1(1+1)}$$

Точка К определяет КПД каждого нагнетателя при одновременной работе двух нагнетателей.

Точка N определяет мощность каждого нагнетателя.



$$N_{\Sigma} = 2N_{1(1+1)}$$

Рассмотрим случай отключения одного из нагнетателей.

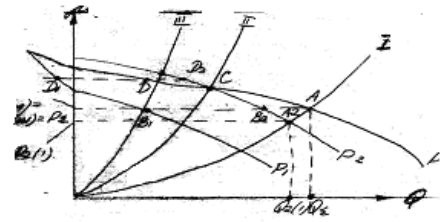
Будем полагать, что при отключении одного из нагнетателей характеристики сети не изменяются.

Точка А₁ определяет режим работы на сеть одного нагнетателя при раздельной работе на сеть. При отключении одного из нагнетателей мощность увеличивается.

$$Q_{\Sigma} < Q_{1(1)} + Q_{2(1)}$$

б) рассмотрим работу двух разных нагнетателей

т. В₁ определяет режим работы 1-го режима нагнетателя при одномерной работе. Если 1-ый нагнетатель отключить, то рабочая точка сместится в точку А₂.



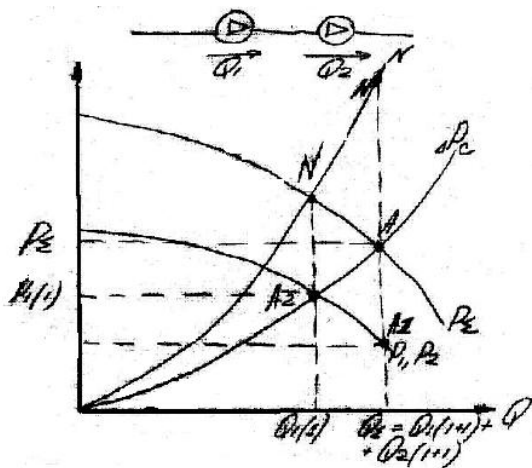
При работе на сеть 2 параллельное нагнетателей бесполезно. При работе на сеть 2. $Q_{\max} = Q_2$.

При работе на сеть 3 включение нагнетателя с характеристикой 1 вредно, поскольку Q - отрицательно.

$$\eta = \frac{N_{\text{н.д.}}}{N_{\text{в.д.}}}; \quad \eta_{\Sigma} = \frac{N_{n_1} + N_{n_2}}{N_{b_1} + N_{b_2}}$$

$$N_b = \frac{PnQ}{\eta}; \quad Nn = PnQ; \quad \eta_{\Sigma} = \frac{Q_1 + Q_2}{\frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2}} \quad \text{при одновременной работе}$$

2 Последовательное включение нагнетателей



Используется когда давление создаваемое одним нагнетателем недостаточно для преодоления сопротивления сети.

$$Q_1 = Q_2 = Q_{\Sigma}$$

$$P_{\Sigma} = P_1 + P_2$$

а) нагнетатели с одинаковыми характеристиками

т. А определяет режим суммарной работы нагнетателей.

т. А₁ соответствует режиму каждого нагнетателя при совместной работе.

$$P_{1(1+1)} = P_{2(1+1)} = P_{\Sigma} / 2 \quad \text{при одновременной}$$

$$Q_{1(1+1)} = Q_{2(1+1)} = P_{\Sigma} \quad \text{работе}$$

Рассмотрим как изменяется режим работы при отключении одного из нагнетателей.

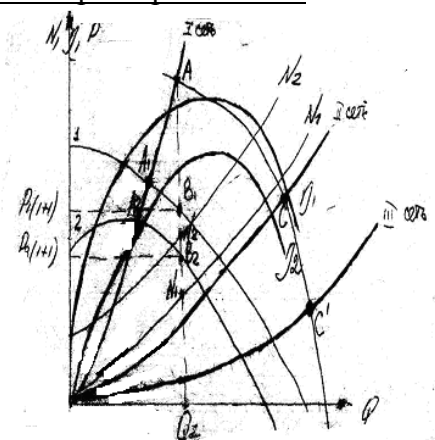
т. А₂ определяем режим работы одного нагнетателя при раздельной работе на сеть.

При отключении из нагнетателей давление и подача уменьшаются.

т. N_1 - мощность каждого нагнетателя при совместной работе.

т. N_1 - мощность одного нагнетателя при отключении другого.

б) нагнетатели с разными характеристиками.



$$Q_{\Sigma} = Q_{1(1+1)} = Q_{2(1+1)}$$

$$N_{\Sigma} = N_1 + N_2$$

т. А определяет режим совместной работы нагнетателей на сеть 1.

B_1, B_2 - рабочие точки для каждого из нагнетателей, определяют режим работы каждого из нагнетателей при одновременной работе двух нагнетателей.

Пусть один из нагнетателей отключился. В этом случае т. А переместится вдоль характеристики сети до пересечения с индивидуальными характеристиками. Т. A_1, A_2 определяет режим работы одного из нагнетателей при раздельной работе. При этом предлагается, что характеристика сети не меняется.

Пусть имеется сеть 2.

Последовательное соединение 2-х нагнетателей нецелесообразно, т.к. подключение второго нагнетателя не увеличивает давление в сети.

Пусть имеется сеть 3.

При работе на сети 3 нагнетатель (2) создает отрицательное давление, а суммарное давление меньше, чем давление первого нагнетателя, т.е. последовательное соединение нагнетателей при работе на сеть 3.

$$\eta = \frac{N_{1n} + N_{2n}}{N_{1b} + N_{2b}}; Nn=PQ, Nb=\frac{PQ}{\eta}$$

$$\eta = \frac{\frac{P_1 + P_2}{\frac{1}{\eta_1} + \frac{1}{\eta_2}}}{\frac{P_1}{\eta_1} + \frac{P_2}{\eta_2}}$$

Устойчивость работы нагнетателей.

Пульсация- случайное отклонение характеристик нагнетателя от положения равновесия.

Устойчивость работы- возврат режима работы в первоначальное положение при воздействии случайных возмущений.

Самопроизвольное колебание подачи, напором мощности называется автоколебаниями или поппато.

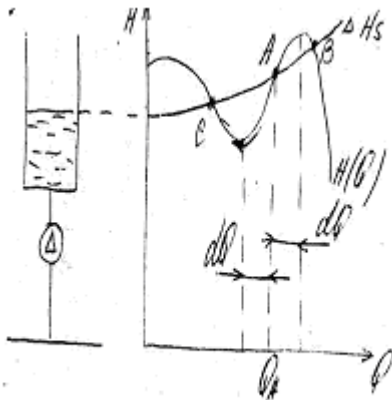
Неустойчивость или помпат нежелательны вследствие нарушения постоянства рабочего режима установки. Помпат опасен ввиду резкого, толчкообразного повышения давления в потоке и соответственно увеличения напряжений в рабочих частях схемы.

Такие режимы характерны для нагнетателей с седлообразной характеристикой.

Пусть имеется сеть, состоящая из водозабора, всасывающего и нагнетательного трубопровода, емкости и насоса.

1-й случай: нагнетатель с подающей характеристикой.

т. А определяет режим работы нагнетателя. Пусть подача нагнетателя увеличивается на $\partial Q \Rightarrow$ сопротивление сети больше, чем напор, создаваемый нагнетателем, т.е. сопротивление сети как-бы тормозит жидкость и уменьшает подачу до Q_A , т.е. режим работы возвращается в



точку А.

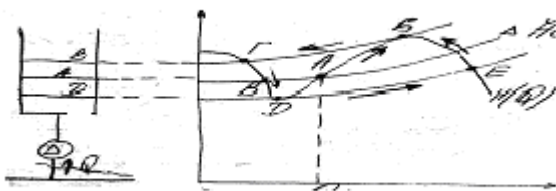
Предположим, что подача уменьшится на $\partial Q \Rightarrow$ напор нагнетателя точки 4 больше, чем сопротивление сети точки 3, т.е. подача будет увеличится до Q_A .

Вывод: работа нагнетателя с падающей характеристикой является устойчивой.

Условие устойчивости: $\frac{\partial H}{\partial Q} < \frac{\partial H_c}{\partial Q}$

2-й случай: нагнетатель седнообразной характеристикой. Емкость большого объема чем подача.

Пусть т. А является расчетной.



Если Q увеличить на ∂Q , то напор нагнетателя будет больше сопротивления сети, это приведет к дальнейшему увеличению подачи до точки В.



точка В

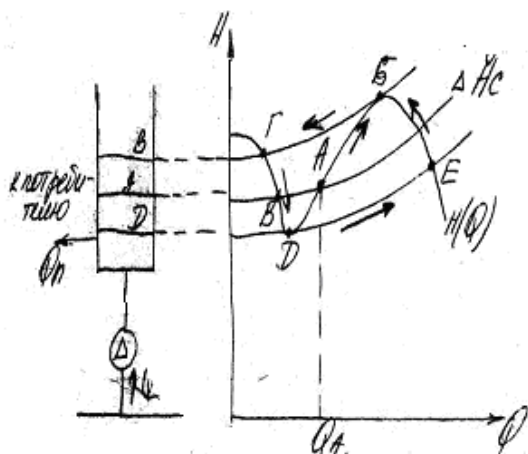
точка С

точка Q_B

точка Q_C

Вывод: работа на сеть с седлообразной характеристикой не устойчива.

3-й случай: насос седлообразной характеристикой: и объем водонапорного бака сопоставим с подачей насоса.



Пусть расчетный режим насоса определяется т. А и при этом режиме $Q_A = Q_f$.

Пусть подача случайно увеличилась на ∂Q . Подача будет увеличиваться до точки Б, т.е. если $Q > Q_f$.

Это приведет к тому, что уровень жидкости в баке будет повышаться, и возрастет гидростатическая составляющая потерь давления в сети. Из-за этого характеристика сети сместится вверх. Таким образом, точка А совместится с точкой Б.

Режим работы, определяемый точкой Б является критическим. Любое случайное повышение напора в сети приводит к тому, что режим скачкообразно переходит в точку Г.

$Q_A < Q_f \Rightarrow Q_A < Q_f$, т.е. на потребителя расход больше, чем производится.

Уровень в баке падает, а гидростатическая составляющая потерь давления уменьшается.

И характеристика сети сместится вниз. В результате этого рабочая точка из точки Г переместится в точку Д.

Точка Д характеризует критический режим работы, незначительное понижение уровня воды в баке приведет к скачкообразному переходу режима работы в точку Е.

$Q_A > Q_f$ - вода повысится и переходит в точку Б

Таким образом возникает помпат.

При проектировании машин применяют следующие меры, предупреждающий помпат:

- скругление входной кромки лопастей.
- увеличение количества лопастей.
- применение рабочих колес с лопастями, сильно отогнутыми назад.
- установка обратного клапана.

Кавитация. Высота всасывания.

Кавитацией называется образование, при снижении гидростатического давления, пузырьков газа в той же движущейся жидкости и последующее схлопывание их внутри жидкости в зоне, где гидростатическое давление повышается.

Pt- давления парообразования.

Питтинг- местное разрушение металла под воздействием точечного удара при резком схлопывании пузырьков газа.

Более подвержены кавитации- чугун и углеродистая сталь, менее- бронза и нержавеющая сталь.

Процесс кавитации разделен на 3 стадии:

- в начальной стадии зона кавитации заполнена смесью жидкости и пузырьков.
- на твердых поверхностях образуются крупные коверны, которые, срываюся потоком и образуются вновь- стадия развития кавитации.
- стадия суперкавитации, когда весь обтекаемый элемент, лежит в области коверн.

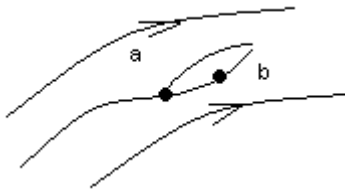
Кавитация вредна не только потому, что она влечет разрушения металла, но также и потому, что резко снижается К.П.Д.

Явление кавитации обычно возникает всасывающей тракте насоса. В некоторых случаях кавитация может возникнуть и на напорном тракте в местах срыва потока с рабочих поверхностей лопаток и регулирующих органов.

В центробежных насосах кавитация проявляется чаще всего с вогнутой части входных элементов лопастей, при протекании жидкости через уплотнительные зазоры, а также в местах резкого поворота потока.

Рациональные формы проточной части, благоприятные формы профилей лопастей, ограниченные скорости в сечениях каналов насосов предупреждают кавитации.

Пусть лопатка находится в потоке жидкости.



В точке А происходит раздвоение линии потока.

P_1, C_1, ω_1 - характеристики потока до входа в лопатку

$P_1', C_1', \omega_1' - \omega_1' = \max$

$P_1' = \min$ в точку

Запишем уравнение Бернулли для точки А и точки В

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{\omega_1^2}{2g} = \frac{P_1'}{\rho g} + \frac{\omega_1'^2}{2g} \quad (1)$$

Точки А и В находятся вблизи друг друга и потери между ними равны 0.

Если $Q = \text{const}$, то при уменьшении P_1

$\omega_1 = \text{const} \quad \omega_1' = \text{const}$

P_1' может достичь P_t и возникает кавитация.

Высота всасывания имеет ограничение, обусловленные кавитацией.

Определяем высоту всасывания.

P_1, C_1 - давление и абсолютная скорость на входе в насос.

P_a - давление на свободной поверхности жидкости.

H_r - геометрическая высота всасывания

Геометрическая высота всасывания- это разность отметок двух горизонтальных плоскостей, одна из которых проходит через точку плоскости всасывания с $\min P$, а вторая совпадает со свободной поверхностью перекачиваемой среды.

$h_{\text{пот}}$ - потери на всасывающем трубопроводе.

$$C_0=0$$

Запишем уравнение Бернулли для сечений 0-0 и 1-1

$$\frac{P_a}{\rho g} = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{C_1^2}{2g} + H_r + h_{i\dot{\imath}\dot{o}} \quad (2)$$

$$\frac{P - P}{\rho g} = \frac{C_1^2}{2g} + H_r + h_{i\dot{\imath}\dot{o}}$$

Разряжение создаваемое рабочим колесом насоса, расходуется на подъем жидкости на высоту H_r , при преодолении потерь напора $h_{пот}$, на создание динамического напора на входе в колесо.

$H_s = H_r + h_{ном}$ - статическая высота всасывания.

Из (1) получаем:

$$\frac{P_1}{\rho g} = \frac{P_1'}{\rho g} + \frac{\omega_1'^2}{2g} - \frac{\omega_1^2}{2g} = \frac{P}{\rho g} + \frac{\omega}{2g} \left(\frac{\omega_1'^2}{\omega_1^2} - 1 \right) \quad (3)$$

Из (2):

$$H_s = \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g} + \frac{C_1^2}{2g} \quad (4)$$

Подставим (4) в (3)

$$H_s = \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_1'}{\rho g} - \frac{C_1^2}{2g} - \frac{\omega_1^2}{2g} \left(\frac{\omega_1'^2}{\omega_1^2} - 1 \right) \quad (5)$$

Определяет связь между H_s и $\min$ давление на лопатке.

При $P_1' = Pt \Rightarrow H_s = \max$

$$H_s^{\max} = \frac{Pa - Pt}{\rho g} - \frac{C_1^2}{2g} - \lambda_{кр} \frac{\omega_1^2}{2g} \quad (6)$$

$$\lambda_{кр} = \frac{\omega_1'^2}{\omega_1^2} - 1 - \text{критическое число кавитации}$$

Кавитационным запасом- называется превышение напора в всасывающей патрубке перед рабочим колесом над напором, создаваемым давлением насыщенных паров.

$$\Delta h_{кр} = \frac{P}{\rho g} + \frac{C}{2g} - \frac{Pt}{\rho g} = \frac{Pt}{\rho g} + \lambda \frac{\omega_1^2}{2g} + \frac{C}{2g} - \frac{Pt}{\rho g}$$

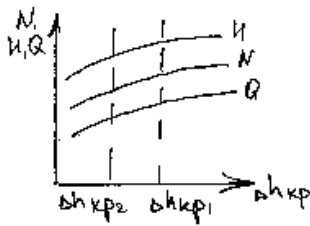
$$\Delta h_{\epsilon\delta} = \frac{C_1^2}{2g} + \lambda_{\epsilon\delta} \frac{\omega_1^2}{2g} \quad (7)$$

Поставим (7) в (6):

$$H_s^{\max} = \frac{Pa - Pt}{\rho g} - \Delta h_{кр}$$

Чем кавитационный запас $\Delta h_{\epsilon\delta}$, тем меньше статическая высота всасывания H_s и $\Rightarrow$ хуже кавитационные характеристики насоса.

Кавитационные характеристики- это зависимости напора, мощности насоса от кавитационного запаса при постоянном n и Q .



При постоянном Δh мощность и напор остаются постоянными.

При $P=P_t$ начинается кавитация, происходит снижение мощности и напора.

Режим, при котором начинается снижение напора и мощности называется первым критическим режимом.

Зона кавитации невелика и допустима работа насоса $\rightarrow \Delta h_{кр2} < \Delta h < \Delta h_{кр1}$

При $\Delta h < \Delta h_{кр2}$ - резко увеличивается концентрация паров и происходит полный отрыв от лопатки насоса $\rightarrow$ работа насоса недопустима.

$$\Delta h_{дон} = (1,2 \div 1,3) \Delta h_{кр}$$

$H_s^{дон} = \frac{Pa - Pt}{\rho g} - \Delta h_{дон}$ - определяем допустимую высоту всасывания, предотвращающая появление кавитации.

$$P_1 = 0; C_1 = 0; \frac{Pa - Pt}{\rho g} = \frac{Pa}{\rho g} = 10 \text{ м} \Rightarrow H_s^{дв} = 10 - \Delta h_{дв}$$

$$\Delta h_{кр} = \frac{C_1^2}{2g} + \lambda \frac{\omega_1^2}{2g}$$

В качестве кавитационного запаса было предложено использовать выражение:

$$\Delta h_{эд} = 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C} \right)$$

C - кавитационный коэффициент быстроходности.

Чем выше C, тем больше кавитационными свойствами обладает насос.

Коэффициент C определяется стойкостью насоса к кавитационным явлениям.

C=600÷700(плохо)

C=800 ÷ 1000(нормально)

C=1100÷1500(хорошо)

$$H_s^{дв} = \frac{Pa - Pt}{\rho g} - (1,2 \div 1,3) 10 \left(n \frac{\sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3}$$

$$H_s = H_r + h_{i \hat{r} \hat{o}} \Rightarrow H_r = H_s - h_{i \hat{r} \hat{o}}$$

$$H_r^{дв} = \frac{Pa - Pt}{\rho g} - (1,2 \div 1,3) 10 \left(n \frac{\sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3} - h_{i \hat{r} \hat{o}}$$

Чтобы не было кавитации предусмотрен коэффициент кавитации

$$\frac{Pa - Pt}{\rho g} - \frac{\tilde{N}_1^2}{2g} - \sum H_{i \hat{r} \hat{o}} - \delta \hat{I} = \hat{I} \hat{a} \tilde{n}$$

$$\delta = 0,001218 \frac{n^{4/3} Q}{H}$$

Рассмотрим $\left(\frac{Pa - Pt}{\rho g} \right)$

С ростом $t \rightarrow P$ растет

$$\frac{Pt}{\rho g} = 0,06 \text{ м при } t = 0^\circ \text{C}$$

$$0,24 \text{ м при } t = 20^\circ \text{C}$$

$$10,3 \text{ м при } t = 100^\circ \text{C}$$

При некоторой $t \rightarrow Hr = 0$, а затем при увеличении t , что емкость, из которой производится всасывание, расположено выше насоса.

Основные конструктивные узлы центробежных насосов.

Конструкция центробежных насосов:

Основными частями центробежных насосов являются:

- рабочее колесо;
- вал с деталями для крепления колёс и защиты от истирания сальниками;
- подшипники;
- соединительная муфта;
- корпус;
- направляющие аппараты;
- сальники;
- всасывающий и напорный патрубки;
- стяжные и крепёжные болты.

Рабочее колесо предназначено для преобразования энергии и передачи её потоку жидкости. Рабочие колёса отливают из различных сортов чугуна, углеродистых и легированных сталей, сплавов цветных металлов и керамических материалов.

Выбор материала определяется условиями работы, размерами и частотой вращения, а также родом перемещаемой жидкости.

Вал предназначен для передачи крутящего момента от двигателя к рабочему колесу. Валы изготавливают из проката или отковывают. В том и другом случаях выполняется механическая обработка. Материалом для валов служит углеродистая конструкционная и специальная легированная стали.

Вал – наиболее ответственная часть насоса: при высокой частоте вращения он подвергается действию больших поперёчных сил. Вал с насаженными на него действиями носит название ротора насоса.

Подшипники – используются подшипники скольжения и качения. Насосы малой мощности, как правило, снабжаются шариковыми подшипниками. Смазка их осуществляется жидким маслом из ванны в корпусе подшипника. Более крупные центробежные насосы конструируются с применением роликовых подшипников цилиндрическими и коническими роликами.

Крупные насосы большой подачи выполняются с подшипниками скользкого трения. В одних случаях применяется смазка с помощью колец, весящих свободно на валу и поднимающих масло на вал из ванны в корпусе подшипника; в других случаях масло подаётся в подшипники при помощи насоса.

Смазка двух типов – консистентная, густая и жидкая.

Соединительные муфты в центробежных насосах применяются для соединения их валов с валами двигателей. Наиболее удобно применение эластичных муфт различных конструкций, предупреждающих передачу биений и вибраций с вала насоса на вал двигателя и обратно.

Корпус насоса выполняется из двух основных конструкций:

- секционной;
- с горизонтальным разъемом.

Секционный корпус состоит из ряда одинаковых секций, количество которых на единицу меньше количества ступеней давления насоса. Последняя ступень давления обычно размещается в замыкающей секции, несущей напорный патрубок насоса. Каждая секция представляет собой цилиндрическую, литую из чугуна или стали, толстостенную оболочку, включающую разделительную диафрагму, а также прямой и обратной направляющей аппараты.

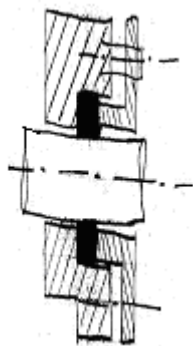
Достоинства: возможность создания из одинаковых секций насосов различных давлений. При этом изменяются только размеры вала, стяжных болтов и плиты.

Недостаток: сложность монтажа и малая доступность рабочих колёс для осмотра.

Корпус с горизонтальным разъемом состоит из двух цельнолитых из чугуна или стали половин, из которых нижняя несёт всасывающий и напорный патрубки.

Уплотнения применяются для предотвращения утечек среды через зазоры при соединении вращающейся и неподвижной частей насоса.

Чаще используются сальниковые уплотнения.



Щелевые уплотнения основаны на потерях напора в щелях уплотнения.

Кольцевые

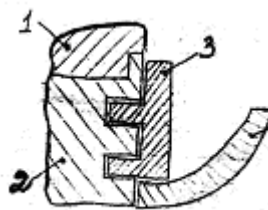
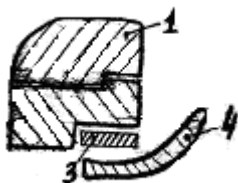


- 1- корпус
- 2- неподвижное уплотнительное колесо
- 3- подвижное колесо
- 4- передняя крошка

Угловое

Лабиринтное

Потери мощности в щелевых уплотнения меньше, чем в контактных



Конструкции центробежных насосов.

Применительно к теплотехнике все центробежные насосы могут быть разделены на следующие группы:

- а) насосы для чистой воды, одноступенчатые и многоступенчатые;
- б) конденсатные;
- в) питательные;
- г) насосы для подачи смесей жидкостей и твердых частиц;
- д) насосы для кислых сред.

Марка насоса включает три буквы:

ЦНС 20 – 80

Ц – центробежный

Н – насос

С – секционный

и два числа, первое – подача Q м³/ч, второе – напор H , м.ст. жидкости

Д – насос двухстороннего типа

К – консольный

М – многоступенчатый

а) насосы для чистой воды применяются для хозяйственного технического и противопожарного водоснабжения электрических станций и промышленных предприятий. Они бывают одноступенчатые и многоступенчатые.

б) конденсатные применяются для удаления конденсата, а также как горячие, дренажные насосы бойлерных установок. Они предназначены для перекачивания конденсата и дренажа при $t^{\circ}=393$ К.

в) питательные насосы применяются для подачи питательной воды в паровые котлы. В большинстве случаев это центробежные многоступенчатые насосы высокого давления, приспособленные к подаче воды с высокой температурой.

г) для подачи смесей жидкостей и твердых частиц. В теплоэнергетике насосы рассматриваемого типа употребляются для перекачки золо- и шлакосмесей в системах гидрозолоудаления, а также при производстве работ по очистке гидротехнических сооружений станции(каналов, колодцев).

д) насосы для кислых сред изготавливаются из специальных нержавеющей сталей. Область расходов 5 – 300 м³/ч, напоры 7 – 500 м. вод. ст.

Конструкции насосов (самостоятельно)

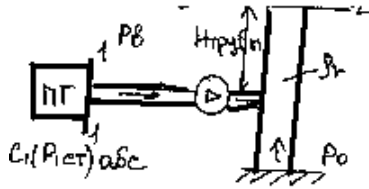
Некоторые особенности центробежных вентиляторов

Центробежный вентилятор – машина для перемещения чистых газов и смесей газов с мелкими твердыми материалами, имеющие степень повышения давления не более 1,15 при плотности потока 1,2 кг/м³.

Характерным признаком центробежного вентилятора является повышение давления за счет работы центробежной силы газа, движущегося в рабочем колесе, от центра к периферии. При незначительном повышении давления газа изменением термодинамического состояния газа можно пренебрегать. Можно считать газообразную среду несжимаемой, т.к скорости ее намного меньше скорости звука.

Самотяга.

Выясним связь между параметрами машины и трубопровода на примере дымососа, берущего газы из хвостового хода парогенератора и подающего их через дымовую трубу в атмосферу.



ρ_v - средняя по высоте трубы плотность воздуха.

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1 – 1 и 2 – 2

$$\frac{C_1^2}{2} + \frac{(P_{1cm})_{abc}}{\rho_z} + gH = \frac{C_2^2}{2} + \frac{(P_{2cm})_{abc}}{\rho_z} + gH_{mp} + g \sum h$$

$(P_{1cm})_{abc}$ и $(P_{2cm})_{abc}$ – абсолютные статические давления в начале и конце участка 1 – 2.

ρ_z - средняя плотность газа на участке 1 – 2,

C_1, C_2 – скорости газа в сечениях 1 и 2.

H – напор, развиваемый дымососом.

$\sum h$ - потери напора на участке 1 – 2.

Выразим абсолютное давление через избыточное и учтем изменение атмосферного давления по высоте дымовой трубы.

$$(P_{1cm})_{abc} = P_{1cm} + P_0; \quad (P_{2cm})_{abc} = P_{2cm} + P_0 - \rho_v gH_{mp}$$

Получим

$$\frac{P_{1cm}}{\rho_z} + \frac{C_1^2}{2} + gH = \frac{P_{2cm}}{\rho_z} - \frac{\rho_v}{\rho_z} gH_{mp} + \frac{C_2^2}{2} + gH_{mp} + g \sum h$$

После преобразования:

$$H = \frac{P_{2cm} - P_{1cm}}{g\rho_z} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \sum h - H_{mp} \left(\frac{\rho_v}{\rho_z} - 1 \right)$$

Выражение $H_{mp} \left(\frac{\rho_v}{\rho_z} - 1 \right)$ называют самотягой или естественной тягой системы. В зависимости от соотношения ρ_v и ρ_z самотяга может быть положительной или отрицательной. Если $\rho_v > \rho_z$ и $H_{mp} > 0$, то самотяга положительна и уменьшается величина напора дымососа.

При $H_{mp} < 0$ и $\rho_v < \rho_z$ самотяга отрицательна и увеличивает напор и мощность на валу дымососа.

Равенство ρ_v и ρ_z при любых значениях H_{mp} дает нулевое значение самотяги и дымосос работает на преодоление разности статических давлений и кинетических энергий в выходном и входном сечениях газового тракта и покрытие его газового сопротивления.

Величина самотяги линейно зависит от длины трубы.

Характеристики вентиляторов:

$P(Q), N(Q), H(Q), \eta(Q)$.

Методика снятия индивидуальной характеристики вентилятора состоит в определении P , N , H , η при $n = const$.

При пересчете характеристик, построенных для нормальных условий на натуральные следует иметь в виду, что подача, напор и к.п.д. остаются неизменными, а давление и мощность на валу, изменяются пропорционально плотности газа, подаваемого вентилятором, т.е.

$$P = P_0 \frac{\rho}{1.2}; \quad N = N_0 \frac{\rho}{1.2}$$

Если вентилятор на входе имеет C_1 и $P_{1ст}$, на выходе C_2 , $P_{2ст}$, то давление

$$P = P_{2ст} - P_{1ст} + \frac{\rho(C_2^2 + C_1^2)}{2}.$$

Если работа вентилятора оценивается статическим давлением, то

$$\eta_{ст} = \frac{P_{ст} Q}{N};$$

$(Q \cdot P_{ст})$ – полезная статическая мощность, т.е. мощность расходуемая на создание $P_{ст}$.

$$\eta_{ст} < \eta; \quad \eta_{ст} = (0.7 \div 0.8)\eta$$

Регулирование вентиляторов.

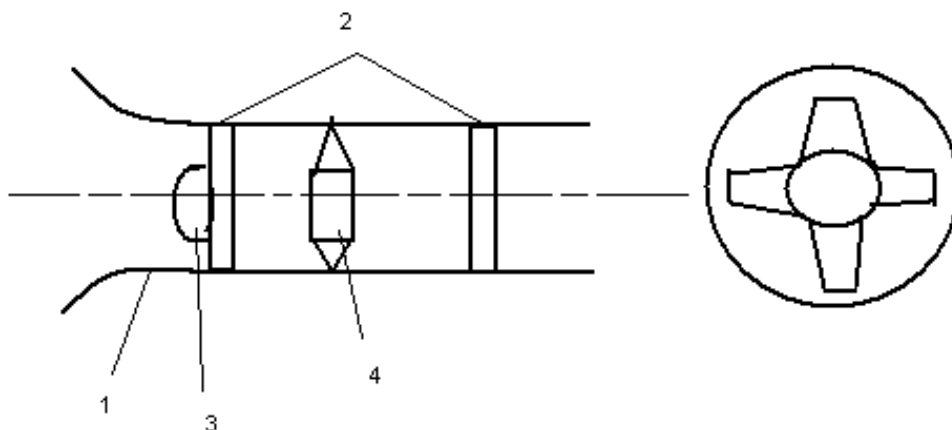
Три способа:

- изменение частоты вращения вала вентилятора;
- дроселирование потока на входе и выходе;
- направляющими аппаратами различных конструкций на входе.

Конструктивное выполнение вентиляторов и стандартные положения их корпусов (самостоятельно, Ч.194)

Осевые нагнетатели.

В осевой машине передача энергии с вала потоку происходит при помощи рабочего колеса, состоящего из консольных лопастей, закрепленных на втулке. Так как колесо машины, вращаясь, удерживается в осевом направлении, а лопасти его закреплены под углом к плоскости вращения, то колесо тянет на себя жидкость(газ), несколько закручивая ее и перемещая вдоль оси.



Всасываемая среда проходит через всасывающую трубу (1) и направляющие аппараты (2).
3 – обтекатель; 4 – рабочее колесо

Осевые насосы предназначены для обеспечения больших подач при небольших напорах.
Отличаются компактностью.
Недостаток: малая высота всасывания (до двух метров).

Кинематика потока в осевых нагнетателях.

Для рассмотрения работы осевых машин пользуются теорией решетки профилей.
Разсекая колесо цилиндрической поверхностью радиусом “ r ” и разворачивая эту поверхность с сечениями лопастей, получаем плоскую решетку профилей осевой машины
 $1b$ – длина хорды сечения лопасти;



t – шаг лопастей, равный расстоянию между сходственными точками сечений лопасти, измеренного в направлении движения решетки.

φ - угол установки лопасти – угол между хордой лопасти и осью решетки.

$U_1 = U_2 = U$ – окружение скорости на входе и выходе.

Они равны, т. к. все точки рассматриваемого профиля находится на одном расстоянии от центра вращения.

ω - относительная скорость.

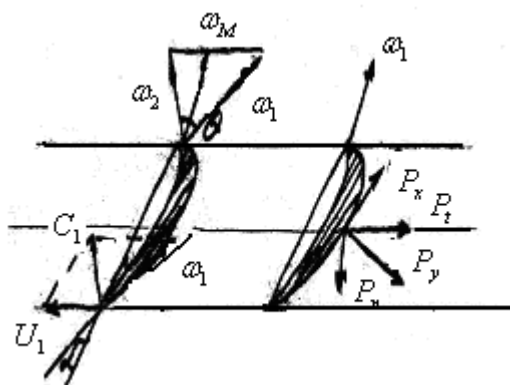
c – абсолютная скорость.

$C_1 = C_m$ – меридиальная скорость, направлена вдоль оси колеса.

$\beta_1 = \beta_2$ – углы входа и выхода, т. е. углы между осью решетки и относительными скоростями на входе и выходе.

α_1, α_2 - углы между относительными скоростями и осью решетки.

Густотой решетки γ называют отношение хорды к шагу.



ω_M – средняя векторная относительная скорость.

α – угол атаки лопасти (угол между хордой профиля и ω_n).

θ – угол отклонения потока решеткой.

$$\bar{\omega}_n = \frac{1}{2}(\omega_1 + \omega_2); \quad v = \beta_2 - \beta_1$$

P_y – подъемная сила перпендикулярна ω_M .

P_x – сила сопротивления перпендикулярна ω_M .

P_n – нормальная составляющая силы P , перпендикулярная к оси.

P_t – тангенциальная составляющая силы P , перпендикулярная к оси решетки.

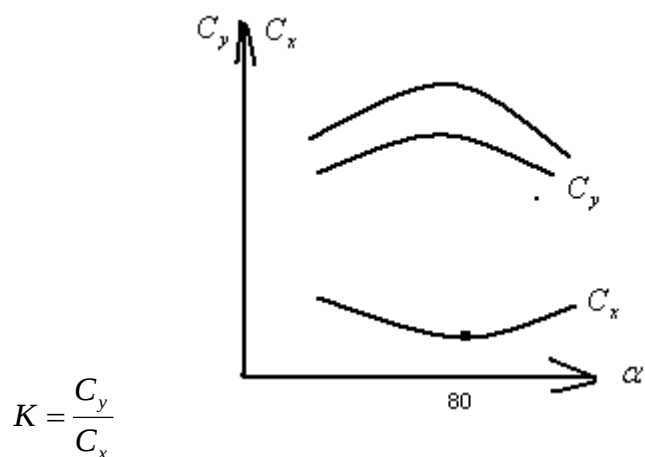
P – полная сила воздействия потока на профиль.

$$P_y = C_y b \frac{\rho \omega_M^2}{2}; \quad P_x = C_x b \frac{\rho \omega_M^2}{2}.$$

C_y – коэффициент подъемной силы.

C_x – коэффициент лобового сопротивления, определяется только опытным путем.

C_y – можно найти теоретически приближенно, а более точно – из эксперимента.



Если рассмотреть баланс сил на решетку, можно получить уравнение Эйлера.

$$U_1 = U_2 = U; \quad H_T = \frac{U(C_{2u} - C_{1u})}{g}$$

Если $C_{1u} = 0$, то $C_1 = C_M$ и $H_T = \frac{UC_{2u}}{g}$, т. е. набор увеличивается.

Для $U_2 C_{2u} = \text{const } g$

$$H_T = \frac{UC_M}{g} (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2)$$

$$P_T = \rho g H_T = \rho U C_M (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2)$$

$$H = \eta_r H_T; \eta_r = 0.75 \div 0.92; \eta_m = 0.94 \div 0.98; \eta_0 \approx 1$$

$$N = \frac{MgH}{\eta}$$

$$Q_T = C_M \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \psi$$

D – внешний диаметр рабочего колеса.

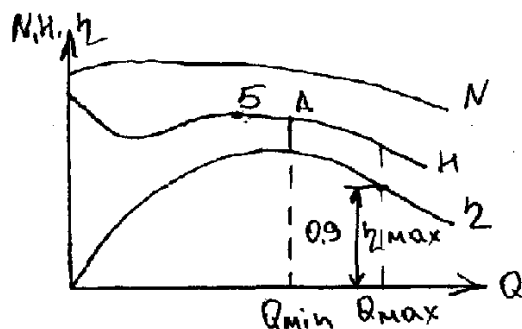
d – диаметр втулки.

ψ – коэффициент заполнения пространства лопастями колеса.

$Q_g = \eta_0 Q_T$ – действительная подача

Характеристики осевых нагнетателей.

При нулевой подаче требуется максимальная мощность. Характеристика напора имеет седлообразную форму. Точка Б – точка максимума. Рабочий участок характеристики устанавливается в стабильной части правее горба Б.

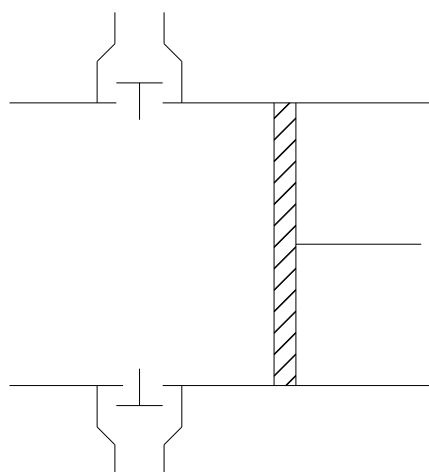


Характеристика осевых машин аналогична центробежным могут быть даны в безразмерных координатах. Регулирование подачи осевых машин может производиться изменением частоты вращения, поворотом рабочих лопаток и направляющим оператором на входе.

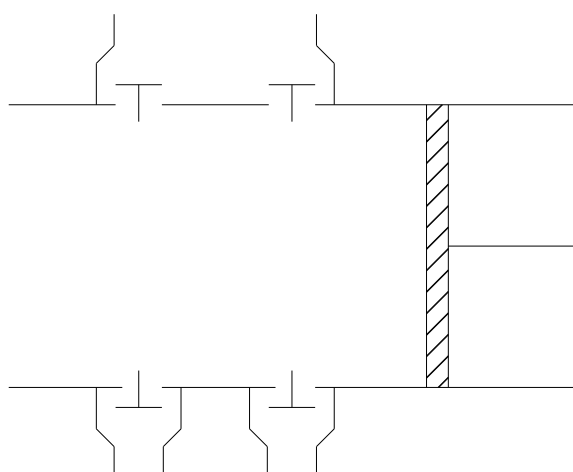
Поршневые насосы

Энергия передается жидкой среде за счет периодического изменения объема рабочей камеры.

- 1) Насос одностороннего действия
- 2) Насос двухстороннего действия



1).

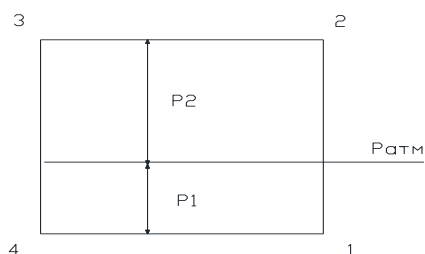
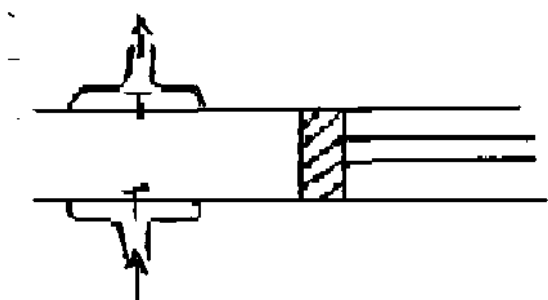


2).

Индикаторные диаграммы.

Индикаторная диаграмма показывает, как меняется давление в цилиндре и клапанной коробке насоса на протяжении двух ходов поршня. Рассмотрим, как изменяется P в течение 2-ого хода поршня.

Изменение давления на протяжении всего хода поршня направо изобразится линией



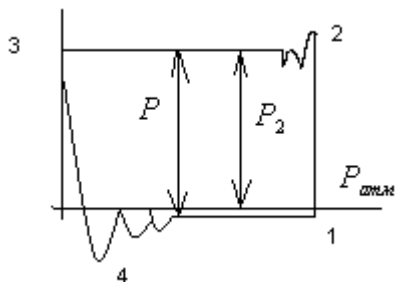
всасывания 4-1. В точке 1 поршень изменяет направление движения на обратное и всасывающий клапан автоматически закрывается; в клапанной коробке происходит резкое повышение давления до величины давления подачи P_2 .

Этот процесс изображается линией 1-2. В момент, когда давление повышается до P_2 , разность давлений под клапаном и под ним преодолевает вес и натяжение пружины напорного клапана и он открывается. При равномерном движении поршня от точки 2 влево происходит подача жидкости при постоянном давлении P_2 . В крайнем левом положении поршень снова

меняет направление движения. При этом давление клапанной коробки резко падает по линии 3-4, напорный клапан закрывается и открывается всасывающий клапан. Диаграмма давлений, называемая индикаторной диаграммой, замыкается.

Площадь индикаторной диаграммы представляет собой работу поршня за два хода, отнесенную к 1 м^2 его поверхности.

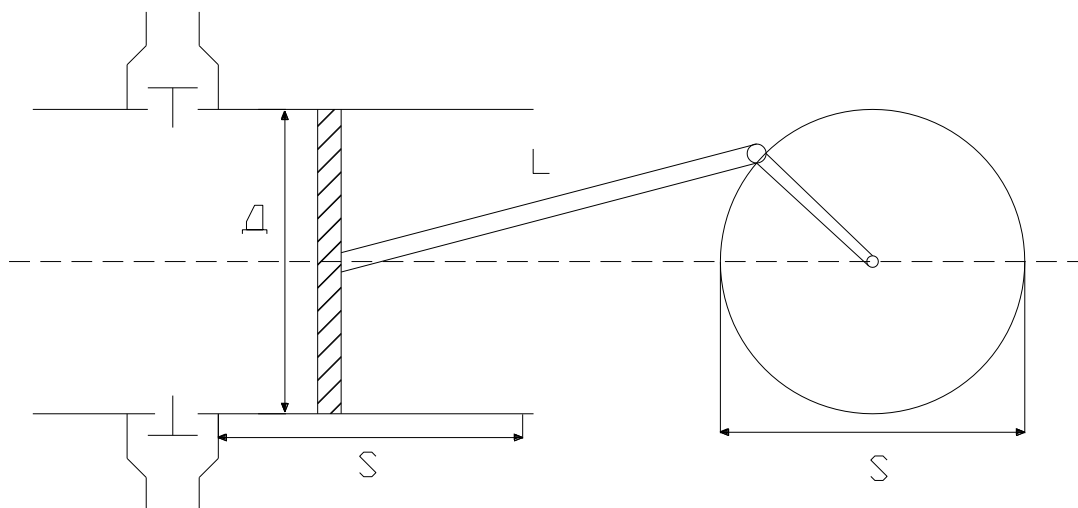
Действительная индикаторная диаграмма.



Действительная индикаторная диаграмма отличается от теоретической наличием колебаний, давление в начале всасывания и в начале подачи. Эти колебания обусловлены влияниями инерции клапанов насосов и применением плотно притертых поверхностей к седлам. В момент отрыва от седла напорного клапана точка 2 в клапанной коробке должно создаваться повышенное P , создающее силу, способную оторвать клапан от седла и преодолеть его инерцию.

Как только клапан открывается давление в клапанной коробке резко снижается и клапан дает несколько быстрых колебаний в потоке жидкости ; при этом он дросселирует поток , вызывая колебания P в клапанной коробке .

Подача поршневого насоса.



Подача поршневого насоса определяется размерами рабочего цилиндра , числом ходов поршня или частотой вращения вала насоса и количеством цилиндров.

d -диаметр штока ;

S -ход поршня ;

D -диаметр поршня;

L -длина штока;

r -радиус маховика.

Объем , всасываемый за 1 ход.

$$V = F \cdot S (\text{м}^3)$$

F – площадь поршня.

Теоретическая средняя производительность

$$Q_T = \frac{FSn}{60} (\text{м}^3 / \text{с})$$

n- число двойных ходов поршня в минуту.

$$Q_T = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{Sn}{60}$$

Средняя действительная подача.

$$Q = \eta_0 \frac{FSn}{60}$$

η_0 - объемный К.П.Д. ,учитывающий утечки жидкости.

Подача не равномерно зависит от процесса движения поршня.

$Q_H = FC_n$ - скорость поршня

$$C_n = \omega r \sin \varphi$$

t.

φ -угол поворота кривошипа за время

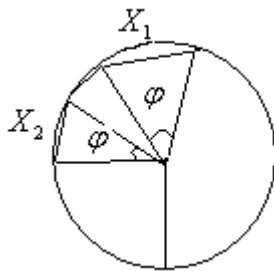
$$\varphi = \omega t$$

ω -угловая скорость вращения.

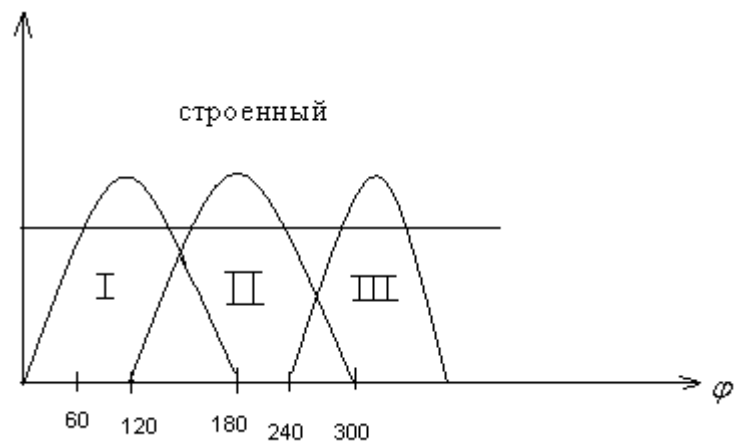
r -радиус кривошипа.

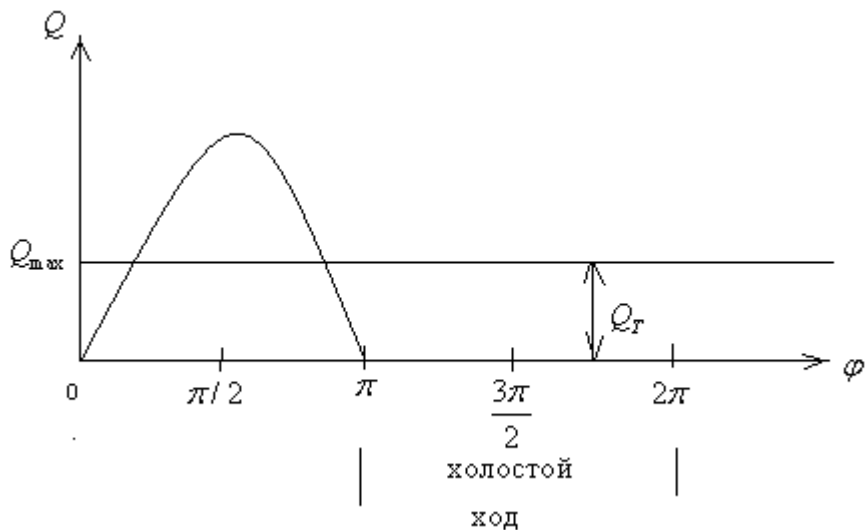
$$Q_{\text{насосе}} = F \cdot \omega \cdot r \cdot \sin \varphi$$

Изобразим график подачи для насоса



холостого действия.





$$Q = F \omega r \sin \varphi$$

$$Q_{\max} = F \omega r = \frac{F 2\pi r}{60}; \omega = \frac{2\pi n}{60}$$

$$Q_T = \frac{F S n}{60} [\text{м}^3 / \text{с}]$$

Коэффициент неравномерности подачи- отношение max подачи к средней подаче одного оборота.

$$m = \frac{Q_{\max}}{Q_T}; m=3 - \text{простое действие};$$

Регулировка может быть произведена изменением K, Π, D, S, D, n .

Мощность и К.П.Д. поршневого насоса.

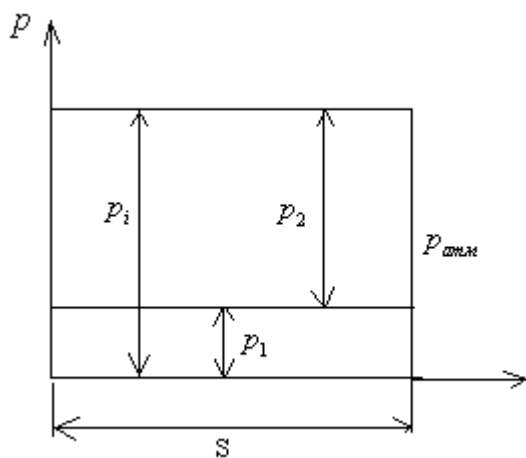
Рассмотрим диаграмму поршневого насоса.

P_1 -давление разрежения при всасывании.

P_2 -давление избыточное при нагнетании.

$P_i = P_1 + P_2$ —индикаторное давление

S - длина хода поршня



P_2 -давление избыточное при нагнетании.

$P_i = P_1 + P_2$ —индикаторное давление

S - длина хода поршня

$Abc = FP_1S$ - работа насоса при всасывании;

F - площадь поршня

$A_{нагн} = P_2FS$

$A\Sigma = F(P_1 + P_2)S$ - суммарная работа за двойной ход поршня

$A\Sigma = FSP_i$

Введем внутреннюю или индикаторную мощность насоса.

$N_i = \frac{FP_iSn}{60}$ - это мощность, которая развивается за счет движения поршня.

$\eta_m = \frac{N_i}{N}$; N -мощность на валу.

$N = \frac{N_i}{\eta_m}$; $N = \frac{FSp_i}{60\eta_m}$, Вт

По индикаторной диаграмме можно определить мощность на валу насоса.

$\eta_m = 0,9 \div 0,95$

$N_{полезн} = PQ = MgH$

Введем внутренний либо индикаторный кпд поршневого насоса:

$\eta_i = \frac{N_n}{N_i}$; $N_i = \frac{N_n}{\eta_i}$

η_i - учитывает утечки расхода через неплотные соединения и гидравлические потери.

$\eta_i = \eta_0\eta_r$

$N = \frac{N_i}{\eta_i} = \frac{N_n}{\eta_i\eta_r} = \frac{N_n}{\eta}$; $\frac{PQ}{\eta} = \frac{MgH}{\eta}$

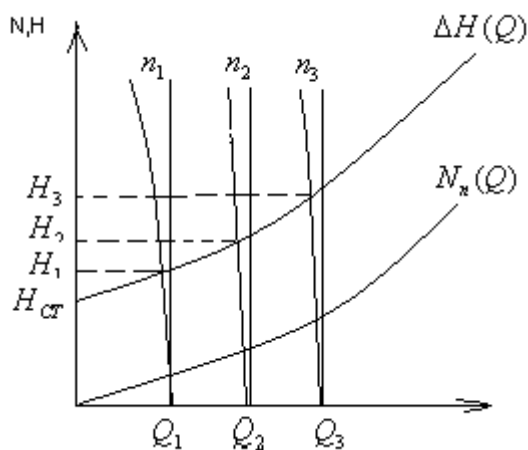
$\eta = \eta_i\eta_r = \eta_0\eta_r\eta_i$

$\eta_0 = 0,7 \div 0,97$; $\eta_r = 0,8 \div 0,94$

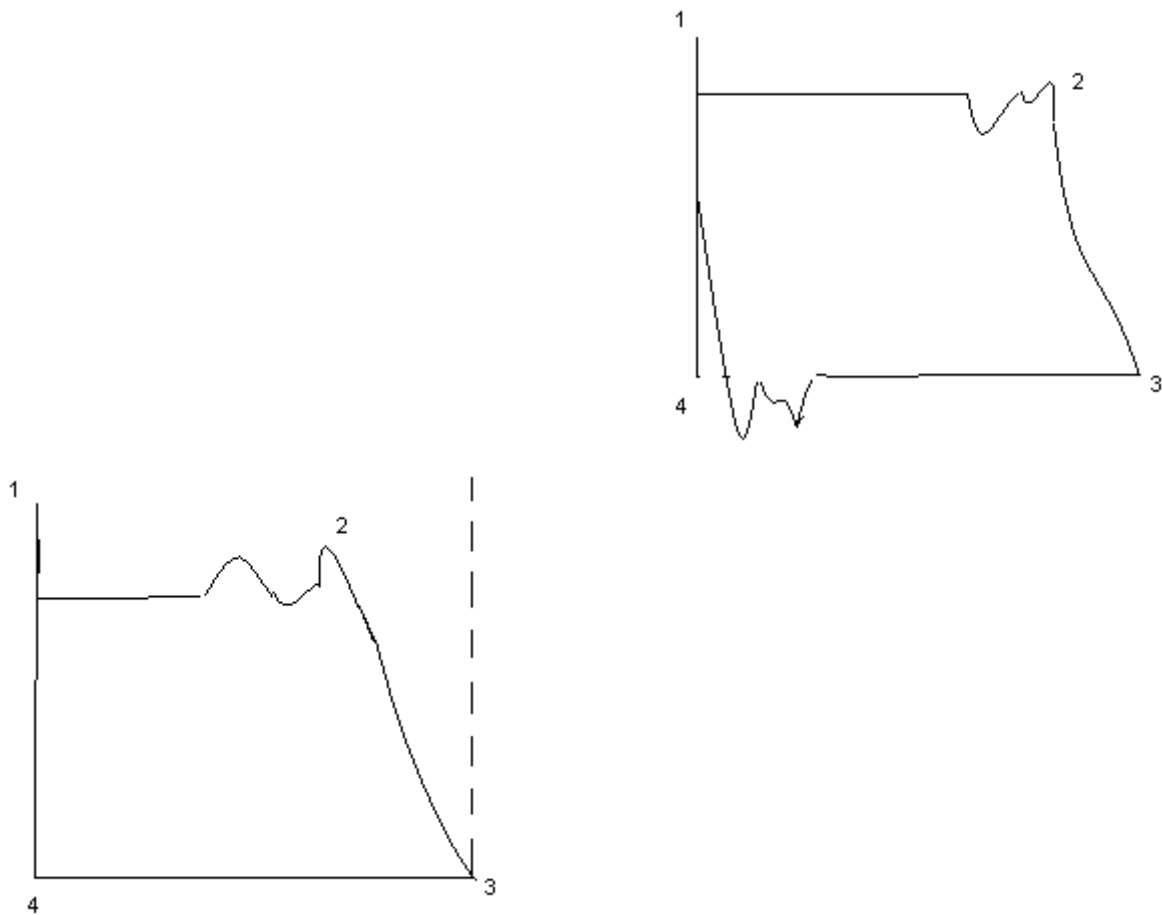
$\eta = 0,65 \div 0,85$

Работа поршневого насоса на сеть.

Режим работы поршневого насоса на сеть определяется графически, путем совместного построения характеристик насоса.

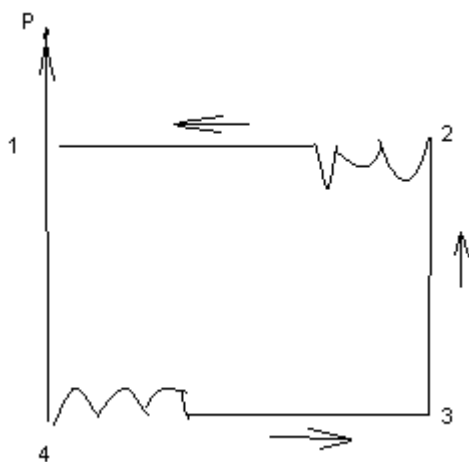


Индикаторные диаграммы при неисправностях насоса.



Если в процессе нагнетания воздух выдавливается из рабочей полости, то снижение давления будет характеризоваться вертикальной линией 1-4.

Если в рабочей полости в процессе нагнетания остается воздушная пробка, то диаграмма имеет вид:



Высота всасывания поршневого насоса.

Если насос установить выше уровня воды, надо создать разрежение.

Разряжение создаваемое поршнем:

$$\frac{P_{атм} - P_H}{\rho g}$$

Энергия разряжения расходуется на:

- поднятие жидкости на высоту
- сообщение жидкости кинетической энергии

$$H = \frac{C^2 n}{2g}, \text{ } Cn - \text{ скорость движения поршня.}$$

- преодоление гидравлических потерь.

$$H_{ном} = \left(\lambda \frac{ls}{\partial s} + \Sigma \xi \right) \frac{C^2 s}{2g}$$

Cs- скорость жидкости во всасываемой трубе.

ls, ∂ s- длина и диаметр всасывающей трубы.

- напор, необходимый для преодоления сопротивления всасывающего клапана
- на создание инерционного напора.

Он связан с переменной скоростью поршня

Он определяется:

$$Hu = \frac{ls}{g} \frac{F}{fs} \frac{\partial Cn}{\partial t}$$

Cn- скорость поршня.

Fs- площадь сечения всасывающей трубы.

$$\frac{P_{АТМ} - P_H}{\rho g} = hs + \frac{C^2 n}{2g} + \left(\lambda \frac{ls}{\partial s} + \Sigma \xi \right) \frac{C^2 s}{2g} - Hk + Hu$$

$$hs = \frac{P_{АТМ} - P_H}{2g} - \frac{C^2 n}{2g} - \left(\lambda \frac{ls}{\partial s} + \Sigma \xi \right) \frac{C^2 s}{2g} - Hk - \frac{ls}{G} \frac{F}{fs} \frac{\partial CN}{\partial t}$$

Именно разряжение создается в начальный момент движения поршня, когда:

$$Cn=0 \Rightarrow \Sigma H_{ном} = 0 \text{ } \cup \Rightarrow Hu = \frac{ls}{g} \frac{F}{fs} \omega^2 \left(1 + \frac{r}{L} \right)$$

ω - угловая скорость, вращение вала

r- радиус кривошипа

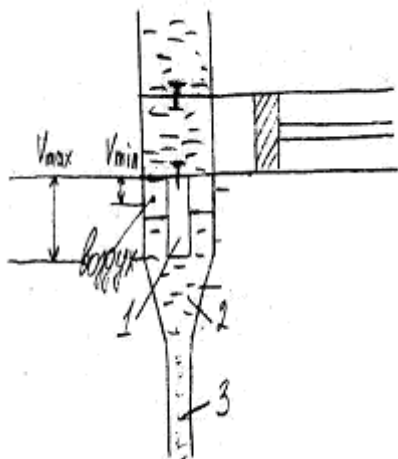
L- длина шатуна.

$$hs = \frac{P_{АТМ} - P_H}{2g} - \frac{ls}{g} \frac{F}{fs} \omega^2 r \left(1 + \frac{r}{L} \right) - Hk$$

Зная h_s , можно определить $\omega_{\max}, n_{\max}$

Для того, чтобы установить действия инерционного напора, на всасывающих и нагнетательных линиях устанавливаются воздушные клапаны. Они увеличивают равномерность подачи насоса.

- 1- короткий патрубок.
- 2- расширенная часть всасывающей трубы.
- 3- всасывающая труба.



Изменение воздушной пробки:

$\Delta V = V_{\max} - V_{\min}$ - при этом P изменяется от $P_{\min}$ до $P_{\max}$.

Воздушная пробка является упругой средой, которая выравнивает скорость жидкости во всасывающей трубе.

При достаточном объеме воздушного колпака поток (3) практически движется равномерно. Воздушный колпак как-бы делит линию на две части:

$$L_s = l_1 + l_2$$

l_1 - движение жидкости равномерно и H_k не учитывается. Расстояние от нижнего до воздушного клапана.

l_2 - расстояние от воздушного клапана до насоса.

Максимальная высота всасывания с воздушным клапаном:

$$h_s = \frac{P_{ATM} - P_H}{2g} - \left(\lambda \frac{l_s}{\partial s} + \sum \xi \right) \frac{C^2 s}{2g} - H_k - \frac{l_s}{G} \frac{F}{f s} \omega^2 r \left(1 + \frac{r}{L} \right)$$

Компрессоры

Компрессоры – машины с искусственным, обычно водяным, охлаждением, дающее степень повышения давления газа $\varepsilon > 1,15$

Назначение компрессоров состоит в стадии газов и перемещение их к потребителям по трубопроводным системам.

Вакуумный насос – устройство для откачивания газа из емкостей с вакуумом, сжимающее газ до атмосферного или несколько большего давления

$$\varepsilon = \frac{P_2}{P_1} - P_2 \text{ – конечное давление.}$$

P_1 – начальное давление.

Разделяются по виду перекачиваемой среды, по конечному P , по способу отвода теплоты, по типу приводного двигателя, по назначению.

По принципу действия:

1. Динамические

2. Объемные

Объемные: поршневые, роторные.

Динамические: центробежные, осевые, эжекторные.

Центробежные и осевые часто называют лопастными.

1. Осевые	$n = 500 \div 20000 \text{ об/мин}$ $Q = 100 \div 15000 \text{ м}^3/\text{мин}$ $\varepsilon = 2 \div 20$
-----------	---

2. Центробежные	$n = 1500 \div 4500 \text{ об/мин}$ $Q = 100 \div 4000 \text{ м}^3/\text{мин}$ $\varepsilon = 3 \div 20$
-----------------	--

3. Роторные	$n = 300 \div 15000 \text{ об/мин}$ $Q = 0 \div 500 \text{ м}^3/\text{мин}$ $\varepsilon = 3 \div 12$
-------------	---

4. Поршневые	$n = 100 \div 3000 \text{ об/мин}$ $Q = 0 \div 500 \text{ м}^3/\text{мин}$ $\varepsilon = 2,5 \div 1000$
--------------	--

Термодинамика компрессорного процесса

Несмотря на различия сжатия газа в компрессорах и конструктивные отличия термодинамика процессов сжатия одинакова. Это означает, что для описания существуют одни и те же соотношения.

1. Изотермический процесс

$$T = \text{const}; \quad \frac{P}{\rho} = \text{const} \Rightarrow PV = \text{const}$$

2. Адиабатический

$$\frac{P}{\rho^\kappa} = \text{const} \Rightarrow PV^\kappa = \text{const}.$$

3. Политропный

$$\frac{P}{\rho^n} = \text{const} \Rightarrow PV^n = \text{const}.$$

4. Изотропный

$$S = \text{const}.$$

Рассмотрим термодинамический процесс одноступенчатого поршневого компрессора.

При движении поршня вправо всасывающий клапан открыт и происходит всасывающий работа при постоянном давлении.

При обратном движении открыт нагнетательного клапана.

Величина давления нагнетания определяются пружиной, установленной на нагнетательном клапане.

Цель термодинамического расчета – определение работы, необходимой для получения 1 кг сжатого газа и определение мощности приводного двигателя.

Теоретическая индикаторная диаграмма

Основана на предположениях:

1. Геометрический объем цилиндра равен рабочему объему. Мертвое пространство отсутствует.
2. Отсутствует потеря работы на трение о стенки цилиндра и дросселирование газа в клапанах.
3. Всасывание и нагнетание происходит при постоянном давлении.

Движение поршня вправо:

В начальный момент времени всасывающий клапан открывается и происходит наполнение полости цилиндра при постоянном P_1 .

При достижении точки (1) 90-1) линия всасывания) поршень начинает двигаться в обратном направлении, всасывающий клапан закрывается и поршень начинает сжимать газ до заданного давления.

При достижении давления P_2 нагнетательный клапан открывается и поршень выталкивает сжатый газ при этом давлении.

1-2 – линия сжатия

2-3 – линия нагнетания или подачи

1-2 – изотермическое сжатие

1-2' – политропное сжатие

1-2'' – адиабатное сжатие

При следующем ходе давления падает с P_2 до P_1 .

Действительная индикаторная диаграмма

При дросселировании давление в камере меньше, чем в окружающей среде

В реальных компрессорах существуют мертвое пространство между крышкой компрессора и поршнем.

За счет мертвого пространства всасываемый объем газа уменьшается.

Это приводит к уменьшению производительности

$$\eta_0 = \frac{V}{V_u} - \text{объемный КПД}$$

$V_u = V + V_0$; V - объем свежей порции газа, всасываемого цилиндром.

V_0 - объем, связанный с мертвым пространством.

С увеличением объема мертвого пространства η_0 уменьшается и может стать равным нулю.

Влияние на производительность

Производительность компрессора падает из-за увеличения температуры всасываемого газа за счет температуры стенок цилиндра и температуры газа мертвого пространства.

V_m - объем вакуумного пространства.

1-2 – линия сжатия; 2-3 – линия нагнетания; 3-0 – расширение; 0-1 – всасывание.

T'_1 - температура всасываемого газа;

T_1 - температура газа, нагретого в процессе всасывания.

$\eta_{кан} = \eta_0 \frac{T'}{T_1}$ - коэффициент наполнения, учитывающий влияние температуры.

T-S – диаграмма. Компрессорный процесс.

1-2' – линия изотермического сжатия;

4-2 – изэнтропное сжатие $S = \text{const}$ (обратимая адиабата);

4-2' – адиабатное сжатие (действительная кривая сжатия);

L_d – действительная работа сжатия.

$$L_d = 2'3762'$$

L_t – теоретическая работа.

$$L_m = 23762$$

Удельная работа в компрессорном процессе. Мощность и КПД.

Удельная работа компрессорного процесса сжатия 1 кг газа. Определяется площадью 1234.

$$L = P_1 V_1 - P_2 V_2 + \int_{V_1}^{V_2} P dV - \text{удельная работа сжатия газа.}$$

$P_1 V_1$ – удельная работа наполнения цилиндра газом

$P_2 V_2$ – удельная работа, затраченная на выталкивание газа.

Для политропного процесса сжатия:

$$L = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \Rightarrow L = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Высота всасывания поршневого насоса

Если насос установлен выше уровня воды, надо создать разрежение.

Разрежение, создаваемое поршнем:

$$\frac{P_{атм} - P_n}{\rho q}$$

Энергия разрежения расходуется на:

- поднятие жидкости на высоту h_s ;
- сообщение жидкости кинетич. энергии

$$H_{кин} = \frac{C_n^2}{2q}.$$

- C_n - скорость движения поршня
- преодоление гидравлических потерь.

$$H_{пот} = \left(\lambda \frac{l_s}{d_s} + \sum \zeta \right) \frac{C_s^2}{2q}$$

- C_s - скорость жидкости во всасывающей трубе.
- l_s, d_s - длина и диаметр всасываемой трубы.
- напор, необходимый для преодоления сопротивления всасывающего клапана H_κ
- на создание инерционного напора.

Он связан с переменной скоростью поршня. Он определяется:

$$H_u = \frac{l_s}{q} \cdot \frac{F}{F_s} \cdot \frac{dC_n}{F_s}$$

Паровые турбины

Принцип преобразования энергии.

Турбинами называют лопастные машины, не имеющие поршня и кривошипношатунного механизма и преобразующие кинетическую и потенциальную энергию потока рабочего тела в механическую энергию потока рабочего тела в механическую энергию вращения вала. В зависимости от типа рабочего тела турбины разделяют на паровые, газовые и гидравлические.

В паровых турбинах рабочим телом служит водяной пар. Паровая турбина является одним из основных элементов тепловой (ТЭС) и атомной (АЭС) электрических станций. Тепловые электрические станции, предназначены для производства электроэнергии, называют конденсационными электростанциями (КЭС). Если на ТЭС водяной пар используется не только для выработки электроэнергии, но и для теплоснабжения, такую электростанцию называют теплоэлектроцентралью (ТЭЦ). Преобразование тепловой энергии в электрическую на ТЭС происходит в паротурбинной установке ПТУ, основными элементами которой являются котел, турбина, конденсатор и электрический генератор.

Паровая турбина - тепловой двигатель, в котором тепловая энергия пара превращается в механическую работу вращающего вала.

В зависимости от способа преобразования потенциальной энергии в кинетическую различают:

- активная
- реактивная
- комбинированные (активные - реактивные)

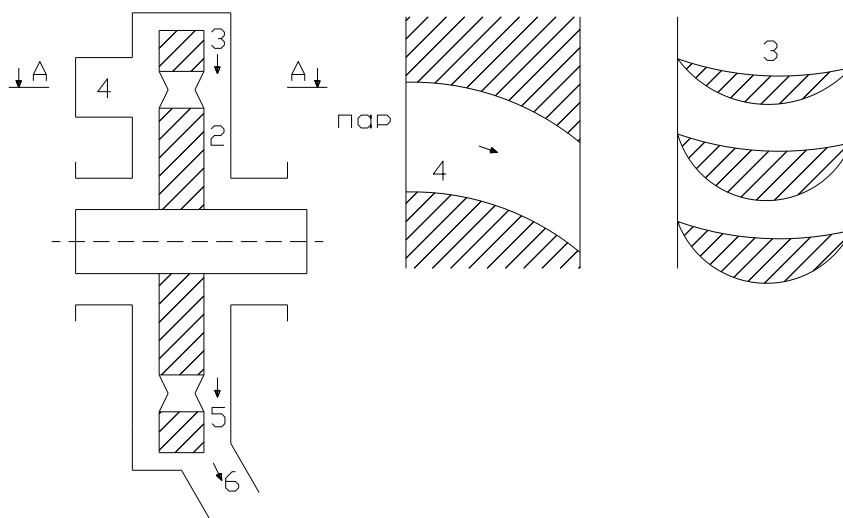
Совокупность всех неподвижных частей называется статером, а подвижных - ротором.

Одноступенчатая активная турбина Лавалья (1883 г.)

Пар поступает в одно или несколько параллельно включенных сопел, приобретает в них значительную скорость и направляется на рабочие лопатки, расположенные на ободе диска, сидящего на валу турбины, и образующие решетку рабочих каналов. Усилия, вызванные поворотом струи пара в каналах рабочей решетки, вращают диск и связанный с ним вал турбины. Отличительной особенностью этой турбины является то, что расширение пара в соплах от начального до конечного Р происходит в одной ступени, что обуславливает очень высокие скорости потока пара. Преобразование кинетической энергии пара в механическую происходит без дальнейшего расширения пара лишь вследствие изменения направления потока в лопаточных каналах.

Турбины, в которых весь процесс расширения пара происходит только в неподвижных соплах, а кинетическая энергия пара превращается в механическую на рабочих лопатках называется активными.

1 – вал, 2 – диск, 3 – рабочие лопатки, 4 – сопло, 5 – корпус, 6 – выходной патрубок.



При скорости 350 м/с мощность достигает 500- 800 кВт.

При разработке активных одноступенчатых турбины были применены расширяющиеся сопла, которые допускают большую степень расширения пара и позволяют достигнуть высоких скоростей истечения парового потока (1200- 1500м/с), также были применены высокие числа оборотов (до 32000 об/мин)

Реактивная турбина Парсона.

Процесс расширения пара происходит в системе подвижных и неподвижных лопаток. Направляющие лопатки закреплены в неподвижном корпусе турбины, рабочие- располагаются рядами на барабане. В каждой ступени такой турбине срабатывается перепад давления, составляющий лишь небольшую долю полного перепада между давлением свежего пара и давлением пара, покидающего турбину. Таким, образом, возможность работать с небольшими скоростями парового потока в каждой ступени и с меньшими окружными скоростями рабочих лопаток, чем в турбине Лавалья. На рабочие лопатки подаются усилия, вызванные не только изменением направления потока пара, но и ускорением пара в пределах рабочей решетки, вызывающим реактивное усилие на рабочие лопатки турбины.

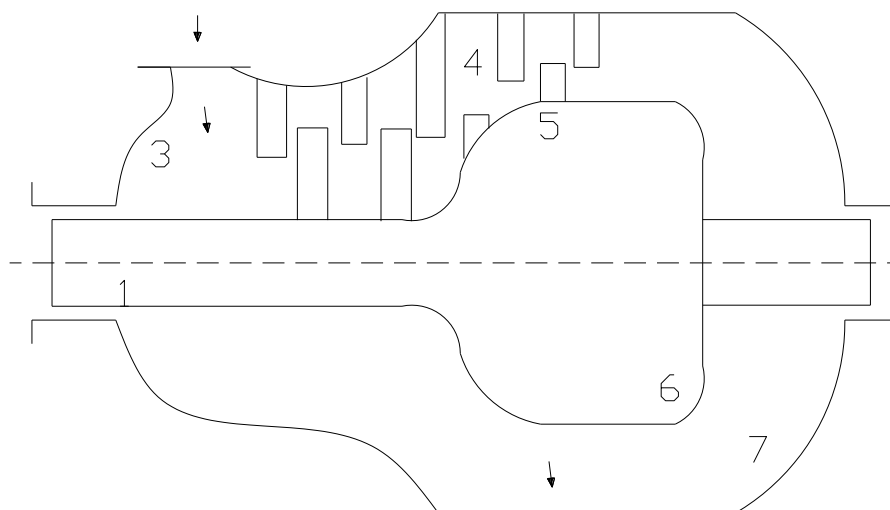
Турбина, в которой расширение пара происходит как в каналах между направляющими, так и в каналах между направляющими, так и в каналах между рабочими лопатками, называется реактивными.

Ступенью называется два смежных ряда лопаток, закрепленных в корпусе и на роторе.

Если в турбине несколько последовательно расположенных рядов подвижных и неподвижных лопаток, то это многоступенчатая турбина.

Пар, который выходит через выходной патрубок - отработанный пар.

1 – вал, 2 – корпус, 3 – кольцевая камера, 4 – неподвижные лопатки, 5 – подвижные лопатки, 6 – вращающийся барабан, 7 – выходной патрубок.



Принцип последовательного включения ступеней, в каждой из которых используется лишь часть располагаемого теплового перепада, позволил достигнуть в турбине высокой экономичности при умеренных числах оборотов ротора турбины, допускающих непосредственное соединение вала турбины свалом генератора электрического тока. Этот же принцип дал возможность выполнять турбины очень большой мощности, достигающих нескольких десятков и даже сотен тысяч киловатт в одном агрегате.

Развитие активных паровых турбин пошло также по пути последовательного расширения пара не в одной, а в ряде ступеней, расположенных друг за другом. В этих турбинах ряд дисков, укрепленных на общем валу, разделены перегородками, получившими название диафрагм, в которых расположены сопловые решетки. В каждой из построенных таким образом ступеней происходит расширение пара в пределах части общего располагаемого теплопада. В рабочих решетках происходит лишь преобразование кинетической энергии парового потока без дополнительного расширения пара в каналах рабочих лопаток.

Способ управления впуском пара в турбину, при котором доступ пара к сопловым группам открывается последовательно, называется сопловым парораспределением. Первая ступень, получающая в зависимости от нагрузки турбины пар из различного числа сопловых групп, называется регулирующей ступенью. Наряду с таким способом парораспределения существует такой дроссельный способ подвода пара, отличающийся тем, что все количество подводимого к турбине пара приходит через общий регулирующий клапан.

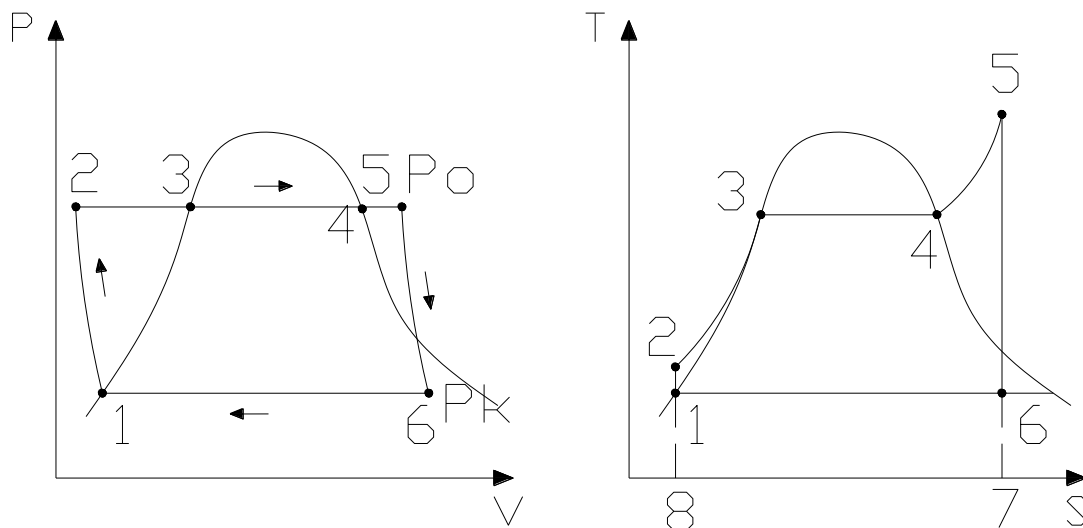
Наряду с турбинами, в которых пар движется в направлении оси вала турбины, были созданы конструкции радиальных турбин, в которых пар течет в плоскости, перпендикулярной оси турбины называется концевыми уплотнителями вала. Переднее уплотнение вала служит уменьшения утечки пара из корпуса турбины в машинное помещение. Заднее уплотнение предупреждает засасывание атмосферного воздуха в выхлопной патрубок и конденсатор турбины. Засасывание воздуха в конденсатор привело бы к повышению давления в нем и уменьшению экономичности работы турбины. Для того чтобы предупредить просачивание воздуха в конденсатор, к заднему уплотнению подводится пар низкого давления. В местах, где вал проходит через центральные отверстия промежуточных диафрагм, установлены промежуточные уплотнения, препятствующие протечке пара из одной ступени в другую, минуя сопловые решетки ступени.

Тепловой цикл паротурбинной установки. Учет потерь.

Паротурбинные установки, в которых пар из последней ступени турбины направляется при давлении ниже атмосферного в конденсатор, называют конденсационными.

Идеальный цикл конденсационной паротурбинной установки работающей на перегретом паре, в p,v - и T,s - диаграммах показаны на рисунках. Все процессы идеального цикла считают обратимыми и совершающимися неизменным количеством (1 кг) рабочего тела. В цикле ПТУ –

это вода и водяной пар. Идеальный цикл без учета потерь энергии в турбине и насосах протекает следующим образом. В конденсатном и питательном насосах давление питательной воды повышается от p_k до p_0 – изоэнтروпный процесс 1 – 2. При этом температура питательной воды повышается незначительно и получается некипящая жидкость, состояние которой соответствует точке 2.



Поскольку жидкость практически несжимаема, изоэнтропный процесс одновременно является изохорным.

Далее питательная вода при постоянном давлении p_0 подогревается до кипения – 2 – 3 и испаряется – процесс 3 – 4, а сухой пар перегревается – изобарный процесс 4 – 5. Перегретый пар при давлении p_0 и температуре T_0 поступает в турбину, где расширяется до давления p_k по изоэнтропе – процесс 5 – 6. Отработавший пар конденсируется в конденсаторе при давлении p_k – изобарный процесс 6 – 1. Замыкается цикл в точке 1. Описанный цикл называют циклом Ренкина без промежуточного перегрева.

Необходимо отметить, что для не очень высоких параметров пара нижняя пограничная кривая 1 – 3 на p, v - диаграмме мало отличается от вертикали 1 – 2. Поэтому часто линию 1 – 2 приближенно изображают совпадающей с линией 1 – 3 так, что в p, v - диаграмме точки 2 и 3 совпадают, а в Ts - диаграмме точка 2 совмещается с точкой 1.

Абсолютный КПД идеальной конденсационной паротурбинной установки η_c , работающей по циклу Ренкина без промежуточного перегрева, равен отношению работы цикла $L_{ц}$ к подведенной к рабочему телу теплоте Q . Теплота, подведенная к рабочему телу в котле 1, равна

$$Q = h_5 - h_1 \text{ или } Q = h_0 - h_{нв} = (h_0 - h'_k) - (h_{нв} - h'_k),$$

где $h_0 = h_5$ – энтальпия пара, вышедшего из котла; $h_{нв} = h_1$ – энтальпия питательной воды при входе в котел; h'_k – энтальпия конденсата.

Теплота Q , переданная питательной воде и пару, изображается на Ts - диаграмме площадью 8 – 1 – 2 – 3 – 4 – 5 – 6 – 7 – 8.

Процессы расширения пара в турбине с учетом и без учета потерь в hs - диаграмме показаны на рис. 3.а.

Работа цикла равна разности работ идеальной турбины и насоса:

$$L_{ц} = (h_0 - h_{kt}) - (h_{нв} - h'_k) = L_T - L_H,$$

где $L_T = H_0 = h_0 - h_{kt}$ – работа, которую может совершить 1 кг пара в идеальной турбине, называемая располагаемой работой турбины; h_{kt} – энтальпия пара в конце процесса расширения в идеальной турбине; $L_H = h_{нв} - h'_k$ – работа, затрачиваемая насосами при перекачке конденсата и питательной воды и повышения давления в насосах от p_k до p_0 .

$$\eta_t = \frac{L_T - L_H}{Q} = \frac{L_T - L_H}{h_0 - h_{нс}} = \frac{(h_0 - h_{kt}) - (h_{нс} - h'_k)}{(h_0 - h'_k) - (h_{нс} - h'_k)} \cdot \text{ - абсолютный КПД идеальной установки.}$$

Если пренебречь работай насосов то есть принять, как это обычно делают, $L_H = h_{нс} - h'_k \approx 0$, то получим

$$\eta_t \approx (h_0 - h_{kt}) / (h_0 - h'_k).$$

Абсолютный КПД идеального цикла паротурбинной установки η_t также *термический КПД цикла*.

В реальной турбине в результате потерь процесс расширения отклоняется от изоэнтропного, как это показано в hs - диаграмме, где линия ab – изоэнтропный процесс расширения пара в идеальной турбине, а линия ac – действительный процесс в реальной турбине. Таким образом, фактическая энтальпия h_k отработавшего в реальной турбине пара выше энтальпии h_{kt} отработавшего в идеальной турбине пара, а фактически развиваемая турбиной работа меньше теоретической на значение потерь в турбине:

$$L_{TD} = L_T - \Delta L_T$$

Температурный перепад в турбине, соответствующий фактической работе, называют использованным температурным перепадом.

$$H_i = L_{TD} = L_T - \Delta L_T = H_0 - \Delta H_0$$

Где $\Delta L_T = -\Delta H$ - потери энергии в турбине

Действительный процесс расширения пара изображается на Ts - диаграмме линией $5-6'$, а теплота, переданная рабочему телу в котле, - площадью $8-1-2-3-4-5-6-7-8$. Теплота, отданная охлаждающей воде и изображающая площадью $8-1-6-6'-7-7'-8$, по сравнению с теплотой идеального цикла увеличивается. При этом работа, развиваемая паром в турбине, уменьшается и изображается разностью площадей фигур $1-2-3-4-5-6-1$ и $7-6-6'-7'-7$. Площадь обусловленная потерями при расширении пара в турбине.

Отношение использованного H_i теплопередача к располагаемому H_0 *относительным внутренним КПД турбины*

$$\eta_{oi} = H_i / H_0 = L_{TD} / L_T = P_i / P_0,$$

где P_i и P_0 - внутренняя и располагаемая мощность турбины.

Отношение теплоты, превращенной в турбине в работу, к теплоте, переданной к рабочему телу в котле, называют *абсолютным внутренним КПД турбины*:

$$\eta_i = H_i / q_i = \eta_t \eta_{oi}$$

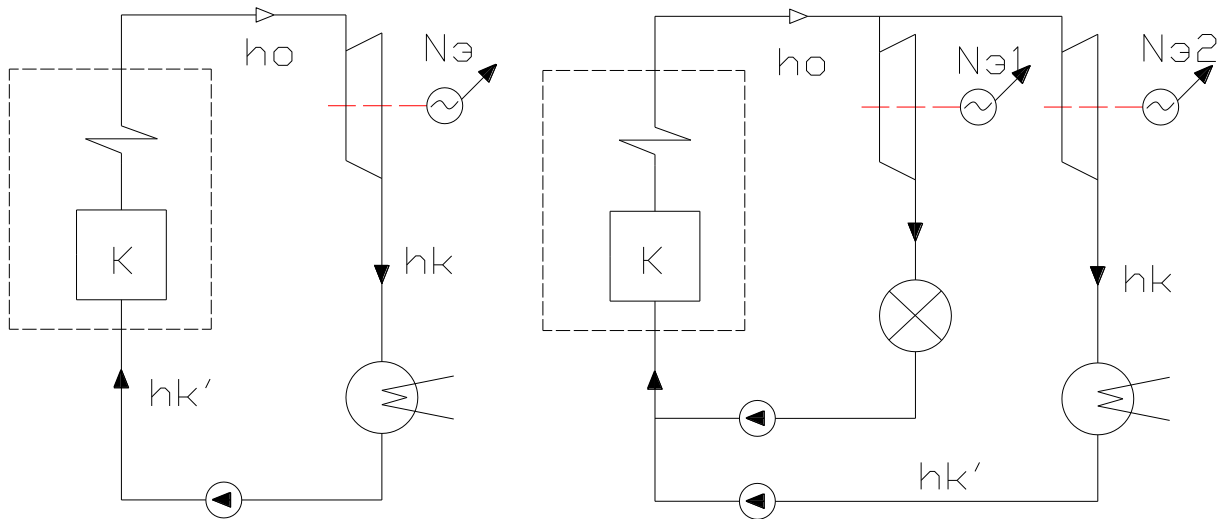
Мощность, развиваемая паром внутри турбины, не вся используется потребителем: часть ее расходуется на преодоление механических потерь в турбине. Эффективная мощность P_e , развиваемая на муфте, соединяющий вал турбины с валом генератора, меньше внутренней мощности и составляет

$$P_e = P_i - \Delta P_m$$

Где P_i - внутренняя мощность турбины; ΔP_m - механические потери в турбине.

Комбинированная выработка теплоты и электроэнергии. Регенеративный подогрев питательной воды.

В тех случаях, когда наряду с потреблением электроэнергии в районе электростанции имеются потребители тепловой энергии (например, системы отопления, промышленные потребители теплоты), большое экономическое значение имеет комбинированная выработка теплоты и электроэнергии. Для удовлетворения этих потребителей может быть использована теплота отработавшего в турбине пара.



Как правило, температурный уровень теплоносителя T_n , необходимый потребителям теплоты, превышает температуру пара, отработавшего в конденсационной турбине. Поэтому потребители теплоты используют пар повышенного противодавления P_n , при котором температура конденсации $T_{пк}=T_n$. Теплота конденсации, которая в ПТУ, работающей без теплового потребителя, отдается циркуляционной воде, теряется безвозвратно. В случае же когда такой потребитель имеется, эта теплота полезно используется.

На конденсационных электрических станциях (КЭС) с охлаждающей водой теряется около 60% теплоты сгорания топлива. Если кроме электрической энергии необходима также теплота, то в установках с отдельной выработкой теплоты и электроэнергии приходится дополнительно сжигать топливо. При комбинированной выработке теплоты и электрической энергии используют, например, турбину с противодавлением 7, после которой пар направляется тепловому потребителю 6. Следовательно, в такой установке используется вся теплота пара. Поскольку электрическая мощность турбины 7 зависит от расхода пара, необходимого потребителю теплоты 6, для выработки недостающего количества электрической энергии устанавливают дополнительно конденсационную турбину 2.

Экономия теплоты при комбинированной выработке

$$\Delta Q = Q_p - Q_k = Q_n \chi (1/\eta_i - 1),$$

где Q_p и Q_k - общие затраты теплоты при отдельной и комбинированной выработке; Q_n - теплота, переданная тепловому потребителю; $\chi = P_i^I / Q_n$ - коэффициент, характеризующий электрическую мощность, выработанную на базе теплового потребителя.

Таким образом, выигрыш экономичности электростанции пропорционален электроэнергии, вырабатываемой турбиной с противодавлением.

Оценка совершенства ПТУ при комбинированной выработке электроэнергии и теплоты по абсолютному КПД теряет смысл, поскольку вся теплота пара, идущего на турбину с противодавлением, используется полностью.

Если имеется не один, а несколько тепловых потребителей, в которых используется пар при разных температурах, устанавливают несколько турбин, отдающих пар при различных противодавлениях. Можно также создать турбину с одним или несколькими отборами пара для внешних потребителей.

Некоторое количество теплоты может быть использовано также на самой электростанции для подогрева питательной воды, поступающей в котел. Вместо того чтобы подогревать питательную воду в самом котле теплотой сжигаемого топлива, можно для повышения ее температуры использовать пар, отбираемый из турбины. В результате теплота конденсации не теряется в конденсаторе с охлаждающей водой, а полезно используется в подогревателе питательной воды. Так как при этом осуществляется регенерация теплоты, то такие подогреватели называются регенеративными.

Получаемое в регенеративном цикле повышение экономичности (как и с внешним потребителем теплоты) пропорционально энергии пара, который после турбины направляется тепловому потребителю. Увеличение числа отборов на регенерацию повышает термический КПД регенеративного цикла, однако усложняет и удорожает ПТУ.

Регенеративный подогрев питательной воды применяют как на ТЭС, так и на АЭС.

Классификация паровых турбин для привода турбогенераторов.

В зависимости от назначения и характера теплового процесса паротурбинной установки различают несколько типов паровых турбин.

Тип К – конденсационные паровые турбины, в которых весь пар, за исключением отборов на регенерацию, проходит через турбину и расширяется в ней до давления ниже атмосферного. Затем пар поступает в конденсатор, где теплота конденсации отдается охлаждающей воде и полезно не используется.

Тип П или **Т** – теплофикационные турбины с одним производственным (П) или теплофикационным (Т) отбором пара. В таких турбинах часть пара отбирается из промежуточной ступени и направляется к тепловому потребителю при автоматически поддерживаемом постоянном давлении. Остальной пар продолжает расширяться в последующих степенях турбины, после чего направляется в конденсатор.

Тип ПТ – теплофикационные турбины с двумя регулируемыми отборами пара: производственным и отопительным. В этих турбинах часть пара отбирается при двух разных давлениях, а остальная его часть продолжает работать в последующих ступенях и поступает в конденсатор.

Тип Р – турбины с противодавлением без регулируемого отбора пара. В этих турбинах весь пар, за исключением отборов на регенерацию, расширяется до давления, необходимого тепловому потребителю. Причем это давление выше атмосферного. Конденсатор в ПТУ с турбинами типа Р отсутствует.

Тип ПР или **ТР** – теплофикационные турбины с противодавлением и одним производственным (ПР) или теплофикационным (ТР) регулируемым отбором пара. В этих турбинах часть пара отбирается из промежуточной ступени, а остальная его часть расширяется в последующих ступенях до давления выше атмосферного. Конденсатор в ПТУ с турбинами типа ПР или ТР также отсутствует.

В обозначения турбин входят буквы и цифры. Буквы указывают тип турбины, а следующие после них группы цифр – ее мощность, начальное давление пара, давление отбираемого пара или ее противодавление. Для конденсационных турбин указывается номинальная мощность, а для остальных – номинальная и максимальная.

Например:

К-210-130 – турбина типа К, номинальной мощностью 210 мВт, с начальным абсолютным давлением пара 12,8 мПа.

Т-110/120-130 – турбина типа Т, номинальной мощностью 110 мВт и максимальной мощностью 120 мВт, с начальным абсолютным давлением пара 12,8 мПа.

Уравнения равновесия и движения жидкостей.

Жидкость, как сплошная среда, отличается от твердого тела легкой подвижностью своих частиц. В механике сплошной средой называют физические объекты, основные характеристики которых (плотность, давление, температура и др.) изменяются непрерывно. Движение жидкостей и газов имеют много общих свойств, поэтому их обычно изучают вместе.

В зависимости от основных свойств – сжимаемости и вязкости – жидкости соответственно делятся на несжимаемые и сжимаемые и идеальные (невязкие) и реальные (вязкие).

СЖИМАЕМОСТЬ – это свойство вещества сопротивляться изменению своего объема. Если плотность среды при изменении P и T не изменяется, такую среду называют несжимаемой. Плотность капельной жидкости при изменении P практически не изменяется. Вообще оценку сжимаемости производят по числу Маха (M). Отношение скорости – c – течения газа в данной точке к местной скорости звука – a – называют числом Маха:

$M=c/a$.

Скорость звука в газе определяется его T^0 и физическими свойствами:

$$a = \sqrt{\kappa P v} = \sqrt{\kappa R T}.$$

Где P – давление, v – удельный объем, T – температура (К) газа в данной точке, R – универсальная газовая постоянная, κ - показатель адиабаты.

В зависимости от числа M различают дозвуковые ($M < 1$), звуковые ($M = 1$) и сверхзвуковые ($M > 1$) течения газов.

Под жидкостью обычно понимают капельную жидкость, газ или пар.

Для изменения формы твердого тела к нему необходимо приложить силы конечного, иногда довольно большого значения. Для медленной деформации жидкости достаточны самые ничтожные силы, которые в предельном случае бесконечно малой деформации равны нулю. Однако жидкость, подобно твердому телу, при быстрой деформации оказывает ей сопротивление. Но как только движение жидкости прекращается, это сопротивление очень быстро исчезает. Свойство жидкости оказывать сопротивление деформации называют вязкостью. При деформации вязкость проявляется в виде внутреннего трения.

Если в движущемся газе отсутствует внутреннее трение, такой газ называют идеальным.

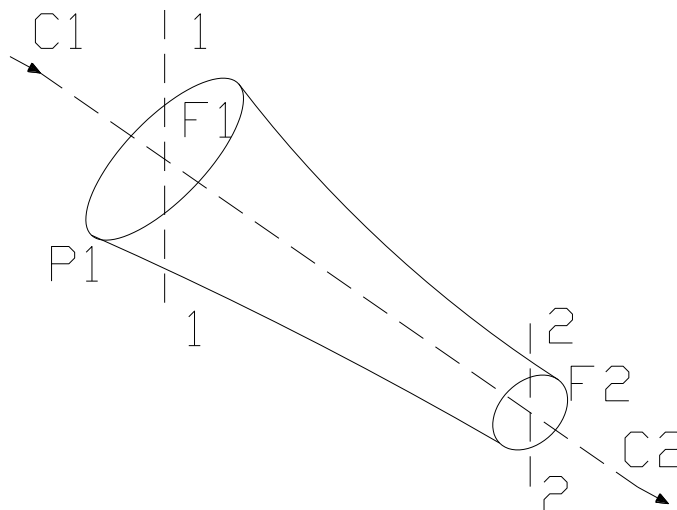
Реальные газы вследствие вязкости не могут скользить вдоль поверхности тела, так как скорости частиц, граничащих (соприкасающихся) с ней, равны нулю. Газ как бы «прилипает» к поверхности тела. Однако эта скорость резко возрастает при удалении от обтекаемой поверхности.

При расчете паровых турбин непрерывное течение газа (перегретого пара) можно рассматривать как равновесный процесс. Это означает, что движущийся пар находится в термодинамическом равновесии и имеет вполне определенные значения параметров (t и p , h и s и т.д.), непрерывно изменяющиеся с течением времени и при переходе от одной точки потока к другой. Движение идеального газа при большинстве расчетов считают стационарным (установившимся). Таким образом, в каждой точке потока газа скорости χ , а также другие параметры (p, v, t , и т.д.) имеют определенные, не изменяющиеся во времени значения. Как правило, течение считают одномерным, т.е. изменения параметров и скорости газа происходят в

одном направлении, а в остальных они либо постоянны, либо принимаются равными осредненным значениям.

Для расчета течения жидкости используют пять законов, выражающихся следующими уравнениями: сохранения массы (уравнение неразрывности); сохранения энергии (первый основной закон термодинамики); сохранения количества движения (закон импульсов); термическое уравнение состояния; калорическое уравнение состояния. Двумя последними уравнениями выражается второй закон термодинамики.

Канал, в котором поток плавно ускоряется, называют соплом.



Уравнения неразрывности.

Это уравнение выражает закон сохранения массы для движущейся среды. Выделим в сопле два сечения 1 – 1 и 2 – 2 с площадями F_1 и F_2 , перпендикулярными направлению движения потока. Массовым расходом G газа называют массу вещества m , которая протекает через поперечное сечение сопла в единицу времени τ , т.е. $G = m / \tau$. При установившемся течении массовый расход G через любое сечение канала будет неизменным:

$$Gv = Fc.$$

Уравнение сохранения энергии.

Запишем первый основной закон термодинамики (закон сохранения и превращения энергии) для потока 1 кг газа, протекающего от сечения 1 – 1 до сечения 2 – 2 сопла:

$$q = h_2 - h_1 + (c_2^2 - c_1^2) / 2 + g(z_2 - z_1) + \ell,$$

где q - теплота, подведенная к потоку; $h_2 - h_1$ - разность энтальпий, $(c_2^2 - c_1^2) / 2$ - разность кинетических энергий и $g(z_2 - z_1)$ - разность потенциальных энергий в сечениях 1 – 1 и 2 – 2; ℓ - работа, совершаемая газом на этом участке.

Уравнение количества движения.

Будем исходить из основного закона динамики: ускорение прямо пропорционально силе и обратно пропорционально массе: $a = F / m$ (второй закон Ньютона). Количеством движения (или импульсом) называется величина, равная произведению массы тела на скорость:

$F\tau = p = mc$. Как и скорость, импульс – величина векторная. Используя понятие импульса, можно сформулировать основной закон динамики так: сила равна изменению импульса в единицу времени, т.е.

$$F = \Delta p / \Delta \tau.$$

Термическое уравнение состояния.

Это уравнение связывает основные параметры состояния газа: давление p , температуру T и удельный объем ν . Для идеального газа

$$p\nu = RT \text{ или } p = \rho RT,$$

где R – универсальная газовая постоянная.

Калорическое уравнение состояния.

Под калорическими свойствами понимают внутреннюю энергию, энтальпию, изобарную и изохорную теплоемкости.

$$R = C_p - C_v.$$

Отношение C_p / C_v называют показателем адиабаты k . Показатель адиабаты перегретого водяного пара изменяется в пределах от 1,26 до 1,33, а сухого насыщенного пара составляет 1,135.

Влияние влажности на работу турбинной ступени.

Последние ступени конденсационных турбин ТЭС, а также большинство (или все) ступеней турбин АЭС работают в области влажного пара.

Термодинамически равновесный пар массой M представляет собой двухфазную среду, состоящую из кипящей жидкости массой $M^{\text{ж}}$, и сухого насыщенного пара массой $M^{\text{п}}$. Одной из определяющих характеристик влажного пара является степень сухости, представляющая собой отношение массы сухого насыщенного пара к массе влажного:

$$X = M^{\text{п}} / (M^{\text{ж}} + M^{\text{п}}).$$

При расчете течения влажного пара часто используется понятие степени влажности $Y = 1 - X$.

Жидкость может существовать в потоке влажного пара в зависимости от дисперсности (степени раздробленности на частицы) в виде мелкодисперсной (туман) и крупнодисперсной (капли воды различных диаметров) влаги, пленки, образующейся на твердых поверхностях (например, профилях лопаток) и движущихся по ним струй, срывающихся с поверхностей проточной части. Кроме того, двухфазная среда может находиться в различных состояниях: устойчивого термодинамического равновесия; временного неустойчивого (так называемого метастабильного) равновесия (переохлажденный пар или перегретая вода); фазового перехода (конденсация или испарение).

Течение влажного пара в турбинных решетках имеет по сравнению с течением перегретого пара ряд особенностей. Так, его расширение иногда происходит с запаздыванием конденсации, приводящим к переохлаждению, которое может быть различным не только вдоль по потоку, но и в поперечном направлении – по шагу решетки, а также по ее высоте. На входе в решетку влага может иметь различную дисперсность. Капли разных диаметров имеют неодинаковые траектории, а также различные скорости и углы течения, отличающиеся от скоростей и углов течения паровой фазы. Внутри потока пара могут образовываться новые капли, которые испаряются и разрушаются, переходят в пленку. При этом в канале происходит трение, тепло- и массообмен между фазами.

В результате этого сложного процесса изменяются (по сравнению с однофазной средой) истинные параметры потока, в частности скорости, углы, коэффициенты потерь и расхода. Таким образом, можно считать, что потери энергии в решетках, работающих на влажном паре, возрастают на дополнительные потери от влажности $\xi_{\text{вл}}$.

Учитывая потери от влажности, необходимо выбирать больший располагаемый теплоперепад ступени, чем для ступени, работающей на перегретом паре. Кроме ухудшения экономичности появление влаги в ступенях снижает также надежность агрегата вследствие возникновения эрозии лопаток и корпусных деталей.

Разрушение поверхностных слоев металла частицами влаги, называемое эрозией, возникает при более или менее продолжительной работе турбины на влажном паре. В результате эрозии поверхность лопаток и других элементов разрушается, становится неровной (выступы, раковины). Эрозионные повреждения резко ухудшают газодинамические характеристики турбины, что, естественно, снижает ее экономичность. При значительных эрозионных разрушениях нарушаются вибрационные и прочностные характеристики лопаток, что может привести к их поломкам.

Предупреждают эрозию двумя путями. Первый – это уменьшение влажности и ударного воздействия капель в результате повышения температуры, применения промежуточного перегрева и эффективности системы внешней и внутренней сепарации, а также увеличения зазора между сопловой и рабочей решетками и снижения окружной скорости на периферии, где эрозия особенно интенсивна. Второй путь – это применение специальных материалов, накладок, термообработки, повышающих эрозионную стойкость деталей турбин.

Течение пара через сопла и каналы. Влияние трения.

Процесс изменения параметров пара при расширении без учета потерь энергии происходит по адиабатному закону $PV^k = \text{const}$ и изображается линией AD на h,s – диаграмме. В действительном процессе необходимо учитывать потери энергии. В этом случае процесс расширения пара приближенно подчиняется уравнению политропы $PV^n = \text{const}$.

Показатель n политропы для каждого конкретного случая течения должен иметь вполне определенное значение, зависящее от сил трения, но он всегда больше показателя адиабаты k .

Таким образом, из-за действия сил трения при течении пара часть механической энергии превращается в теплоту трения. В результате энтропия газа при его теплоизолированном течении возрастает и в этом случае процесс h,s – диаграмме изображается кривой AC. Как видно из рис. , при одинаковом перепаде давлений $(P_0 - P_1)$ энтальпия в конечном состоянии при течении с трением (точка C) будет больше энтальпии в конечном состоянии при течении без трения (точка D).

Из уравнения сохранения энергии следует, что располагаемый теплоперепад

$$H_0 = h_0 - h_{1t} = (c_{1t}^2 - c_0^2)/2$$

больше действительного теплоперепада

$$H = h_0 - h_1 = (c_1^2 - c_0^2)/2$$

на значение потерь энергии

$$\Delta H = H_0 - H = h_1 - h_{1t} = (c_{1t}^2 - c_1^2)/2 = (c_{1t}^2/2) \{1 - (c_1/c_{1t})^2\}.$$

Отношение скорости пара c_1 в действительном процессе AC к теоретической скорости пара c_{1t} в идеальном (т.е. протекающем без трения) процессе AD, происходящих при одинаковом перепаде давлений, называют коэффициентом скорости

$$\varphi = c_1 / c_{1t}.$$

Из уравнения сохранения энергии

$$c_{1t} = \sqrt{C_0^2 + 2(h_0 - h_{1t})} = \sqrt{C_0^2 + 2H_0} = \sqrt{2\bar{H}_0} ;$$

$$c_1 = \varphi c_{1t} = \varphi \sqrt{2\bar{H}_0} ;$$

где $\bar{H}_0 = H_0 + C_0^2/2$ - так называемый располагаемый теплоперепад по параметрам торможения.

Коэффициенты скорости в разных соплах различны, и их значения определяются опытным путем. Для сопл современных турбин они изменяются от 0,93 до 0,98.

При течении пара часть его кинетической энергии, из-за сил трения, необратимо превращается в теплоту, выделяющуюся в поток. Эта теплота компенсирует уменьшение внутренней энергии пара, т.е. повышает его температуру и работу расширения. Часть теплоты трения, затрачиваемая на работу расширения пара, преобразуется в энергию его движения, а остальная часть является потерей полезной работы.

Величину, характеризующую потерю работы из-за действия сил трения, называют коэффициентом потери энергии

$$\xi = 1 - \varphi^2,$$

откуда потеря располагаемого теплоперепада

$$\Delta H = \xi \bar{H}_0.$$

При обтекании паром стенки канала, в частности турбинной лопатки, влияние вязкости, а следовательно и сил трения обычно ограничивается небольшой зоной непосредственно возле стенки. Вдали от стенки силы трения можно не учитывать. Очевидно, и это подтверждается опытами, что скорость потока в этой зоне должна изменяться от нуля на стенке, где поток как бы «прилипает» к ней и полностью заторможен, до скорости в так называемом ядре потока, где влияние сил трения практически не сказывается.

Тонкий, прилегающий к стенке слой потока, в котором скорость изменяется от нуля, что соответствует условию прилипания, до значения, соответствующего движению без трения, называют пограничным слоем. Пограничный слой тем тоньше, чем меньше вязкость. Так как внутри пограничного слоя в направлении, перпендикулярном движению, скорость изменяется довольно быстро, то даже при очень малой вязкости здесь возникают такие силы трения, которые сравнимы с силами инерции и поэтому не могут быть отброшены. В то же время вдали от стенок силы трения по сравнению с силами инерции ничтожно малы.

В зависимости от режима течения различают ламинарный и турбулентный пограничные слои. При ламинарном течении слои пара перемещаются параллельно, не перемешиваясь. Турбулентное течение сопровождается сильным перемешиванием движущегося пара, в котором наблюдаются пульсации скорости.

Преобразование энергии в ступени турбины.

Преобразование энергии рассмотрим на примере осевой турбинной ступени. Турбинные ступени, в которых поток пара движется по поверхностям, близким к цилиндрическим, называются осевыми.

Сопловые лопатки образуют кольцевую сопловую решетку, укрепленную в диафрагме, которая закреплена в неподвижном корпусе. Рабочие лопатки, закрепленные на диске, образуют рабочую решетку. Диск с рабочими лопатками, называемый рабочим колесом, закреплен на валу и вращается вместе с ним. Вал и рабочее колесо являются ротором турбины.

Совокупность неподвижной сопловой решетки и подвижной рабочей решетки называют ступенью турбины.

В каналах, образованных сопловыми лопатками, давление пара изменяется от давления перед ступенью P_0 до давления P_1 за ней. В каналах сопловой решетки происходит преобразование тепловой энергии пара в кинетическую. Из-за падения давления скорость пара на выходе из сопловой решетки повышается до c_1 . Направление этой скорости (угол α_1) определяется профилем сопловых лопаток и углом их установки.

Процессы расширения в турбинной ступени в h,s -диаграмме при изотропном (ABC) и реальном (ADF) течениях показаны на рисунке.

В результате потерь в сопловой решетке располагаемый теплоперепад в рабочей решетке в реальном процессе DE больше ее располагаемого теплоперепада при теоретическом процессе BC из-за возврата теплоты. При этом потери энергии в предыдущей сопловой решетке повышают температуру пара на входе в следующую рабочую решетку.

Отношение располагаемого теплоперепада в рабочей решетке к располагаемому теплоперепаду всей ступени называют степенью реактивности ступени

$$\rho = \frac{H_{op}}{\bar{H}_{oc} + H_{op}} \approx \frac{H_{op}}{\bar{H}_0}$$

При степени реактивности=0, в каналах рабочей решетки не происходит дополнительного расширения пара. Такую ступень называют чисто активной. Если степень реактивности не превышает 0,20 – 0,25, ступень называют активной, а иногда – активной с небольшой степенью реактивности в отличие от чисто активной. При значительной степени реактивности (0,4 – 0,6 и более) ступень называют реактивной.

В криволинейных каналах рабочей решетки поворот ускорение струи пара происходят под влиянием действующих на нее усилий.

Абсолютная скорость истечения пара из сопловой решетки можно определить:

$$c_1 = \sqrt{2(\bar{h}_0 - h_1)} = \varphi \sqrt{2\bar{H}_{0c}} ;$$

Потери в сопловой решетке:

$$\Delta H_c = (c_{1t}^2 - c_1^2)/2 = (1 - \varphi^2) c_{1t}^2/2$$

Скорость ω_1 и угол β_1 ее направления определяется по формулам:

$$\omega_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}}$$

Действительная скорость выхода пара меньше теоретической и составляет:

$$(\omega_{2t}^2 - \omega_1^2)/2 = h_{2t} - h_1; \quad \omega_2 = \psi \omega_{2t};$$

$\omega_2 = \psi \sqrt{\omega_1^2 + 2(h_{2t} - h_1)} = \psi \sqrt{\omega_1^2 + 2H_{op}}$; направление относительной скорости ω_2 определяется углом β_2 , который зависит от формы и угла установки рабочих лопаток.

Потери энергии в рабочей решетке:

$$\Delta H_p = (\omega_{2t}^2 - \omega_2^2)/2 = (1 - \psi^2) \omega_{2t}^2/2$$

$$c_2^2 = \omega_2^2 + u^2 - 2u\omega_2 \cos \beta_2$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{u}{\omega_2}}$$

ОСЕВАЯ ТУРБИННАЯ СТУПЕНЬ

ТРЕУГОЛЬНИКИ СКОРОСТЕЙ ПАРА В ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

Классификация паровых турбин для привода турбогенераторов.

В зависимости от назначения и характера теплового процесса паротурбинной установки различают несколько типов паровых турбин.

Тип К – конденсационные паровые турбины, в которых весь пар, за исключением отборов на регенерацию, проходит через турбину и расширяется в ней до давления ниже атмосферного. Затем пар поступает в конденсатор, где теплота конденсации отдается охлаждающей воде и полезно не используется.

Тип П или **Т** – теплофикационные турбины с одним производственным (П) или теплофикационным (Т) отбором пара. В таких турбинах часть пара отбирается из промежуточной ступени и направляется к тепловому потребителю при автоматически поддерживаемом постоянном давлении. Остальной пар продолжает расширяться в последующих степенях турбины, после чего направляется в конденсатор.

Тип ПТ – теплофикационные турбины с двумя регулируемые отборами пара: производственным и отопительным. В этих турбинах часть пара отбирается при двух разных давлениях, а остальная его часть продолжает работать в последующих ступенях и поступает в конденсатор.

Тип Р – турбины с противодавлением без регулируемого отбора пара. В этих турбинах весь пар, за исключением отборов на регенерацию, расширяется до давления, необходимого тепловому потребителю. Причем это давление выше атмосферного. Конденсатор в ПТУ с турбинами типа Р отсутствует.

Тип ПР или **ТР** – теплофикационные турбины с противодавлением и одним производственным (ПР) или теплофикационным (ТР) регулируемым отбором пара. В этих турбинах часть пара отбирается из промежуточной ступени, а остальная его часть расширяется в последующих ступенях до давления выше атмосферного. Конденсатор в ПТУ с турбинами типа ПР или ТР также отсутствует.

В обозначения турбин входят буквы и цифры. Буквы указывают тип турбины, а следующие после них группы цифр – ее мощность, начальное давление пара, давление отбираемого пара или ее противодавление. Для конденсационных турбин указывается номинальная мощность, а для остальных – номинальная и максимальная.

Например:

К-210-130 – турбина типа К, номинальной мощностью 210 мВт, с начальным абсолютным давлением пара 12,8 мПа.

Т-110/120-130 – турбина типа Т, номинальной мощностью 110 мВт и максимальной мощностью 120 мВт, с начальным абсолютным давлением пара 12,8 мПа.