Раздел 1

Основы теории турбомашин

Понятие о турбомашине, ее устройство и принцип работы.

Основное уравнение колеса турбомашин. Теоретические характеристики турбомашин.

Действительные индивидуальные характеристики турбомашин.

Характеристики внешней сети. Режим работы турбомашин.

Законы пропорциональности. Коэффициент быстроходности.

Тема 1.1. Назначение турбомашины, ее устройство и принцип работы

1.1.1. Устройство центробежной турбомашины, принцип работы

В шахтной практике применяются турбомашины - машины с лопаточными (лопастными) колесами для транспортирования текучего тела (вентиляторы, насосы) и для сжатия воздуха (турбокомпрессоры). По конструкции и характеру движения текучего тела относительно оси рабочего колеса турбомашины делятся на центробежные и осевые турбомашины.

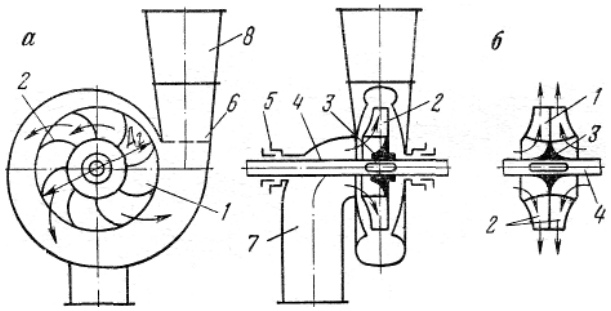


Рис. 2. Центробежная одноколесная турбомашина:
а - с односторонним всасыванием; б - с двусторонним всасыванием

Центробежная турбомашина (рис. 2) состоит из рабочего колеса 1 с лопатками 2 и обтекателем 3, вала 4, подшипников 5, спирального диффузора 6, всасывающего патрубка 7 и последующего диффузора 8 (в насосах последующий диффузор не применяется).

При вращении колеса по направлению стрелки частицы текучего, находящиеся в межлопаточных каналах, под действием лопаток приходят в движение и, перемещаясь вдоль лопаток от входа в колесо к выходу из него, выбрасываются с некоторым запасом потенциальной и кинетической энергии в спиральный диффузор. В постепенно расширяющемся спиральном диффузоре кинетическая энергия текучего частично преобразовывается в потенциальную энергию, в давление - напор, который еще больше увеличивается в последующем диффузоре. Текучее поступает в рабочее колесо беспрерывно, так как в центре колеса при работе турбомашины создается разрежение. Обтекатель необходим для безударного подвода текучего к лопаткам.

Описанная турбомашина имеет одно рабочее колесо одностороннего всасывания, т. е. текучее подводится к колесу с одной стороны (рис. 2, а). Для увеличения производительности (подачи) применяются рабочие колеса с двусторонним всасыванием, т. е. с двусторонним подводом текучего (рис. 2, б).

Существуют также многоколесные турбомашины с несколькими рабочими колесами, закрепленными на одном валу. Для увеличения производительно-

сти применяются турбомашины с параллельным соединением колес, при котором текучее всасывается в каждое колесо и из колес выбрасывается в общий трубопровод. Для увеличения давления (напора) применяются турбомашины с последовательным соединением нескольких колес, при котором текучее последовательно проходит через все рабочие колеса 1 (рис. 3) и расположенные между ними не - вращающиеся лопаточные направляющие аппараты 2, где кинетическая энергия текучего частично преобразовывается в потенциальную энергию.

1.1.2. Устройство осевой турбомашины

Осевая турбомашина (рис. 4) состоит из рабочего 1 с лопатками 2, вала 3, кожуха 4 с коллектором 5, переднего обтекателя 6, спрямляющего аппарата 7, диффузора 8 и подшипников. Лопатки относительно втулки закреплены под некоторым углом. При вращении рабочего колеса в направлении, показанном на рис. 4 стрелкой, благодаря воздействию лопаток на текучее происходит приращение напора, необходимое для движения текучего: у входа в колесо возникает разрежение, а за колесом - давление.

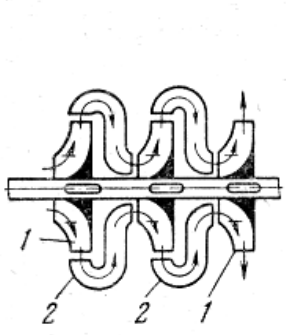


Рис. 3 Последовательное соединение рабочих колес турбомашины

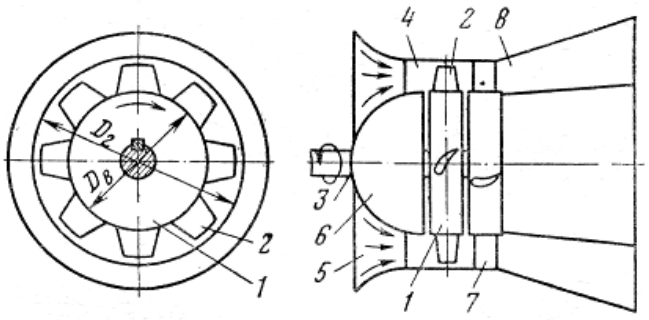


Рис. 4 Осевая турбомашина

За рабочим колесом устанавливается, спрямляющий аппарат, который служит для раскручивания потока текучего, выходящего из колеса закрученным. Назначение диффузора то же, что и в центробежной турбомашине.

Описанная осевая турбомашина одноколесная. Однако, как и центробежная, она может быть многоколесной, обычно с последовательным соединением колес. Между рабочими колесами устанавливается неподвижный лопаточный направляющий аппарат, а за последним колесом - такой же конструкции спрямляющий аппарат.

В центробежной турбомашине текучее входит в колесо вдоль оси, а выходит в плоскости вращения колеса, а в осевой - текучее движется вдоль оси колеса.

Основным элементом турбомашины является рабочее колесо. Рабочее колесо воспринимает передаваемую от двигателя работу и передает ее посредством лопаток потоку текучего, у которого при этом увеличивается давление.

Увеличение давления текучего, необходимое для его движения в присоединенном к турбомашине трубопроводе, происходит благодаря гидроаэродинамическим силам, возникающим от динамического воздействия лопаток вращающегося колеса на поток текучего.

Лопатка рабочего колеса представляет собой крыло - слегка изогнутое, удобно обтекаемое тело с хорошо закругленной набегающей на поток частью и заостренным концом, а рабочее колесо - решетку из таких совместно работающих крыльев.

1.1.3. Работу турбомашины характеризуют

Производительность – (подача-расход) *Q*, то есть количество транспортируемого турбомашиной текучего в единицу времени, измеряемое в объемных ($м^3$/сек, $м^3$/мин, $м^3$/ч) или в весовых (кгс/сек, кгс/мин, кгс/ч) единицах; согласно ГОСТ применительно к вентиляторам принят термин производительность, а к насосам - подача;

Давление – (напор) *H,* создаваемый турбомашиной; единицей измерения давления принята высота столба жидкости (воды, ртути, спирта и т. д.), кгс/$м^2$ или атмосферы - физическая (атм) и техническая (ат).

При измерении давления по высоте столба жидкости следует иметь в виду, что эта высота при неизменном давлении обратно пропорциональна удельному весу у жидкости.

Физическая атмосфера - это среднее давление атмосферного воздуха на уровне моря при 0° С, равное 10 333 кгс/$м^2$ и соответствующее высоте ртутного столба 760 мм или высоте водяного столба 10,33 м.

Техническая атмосфера - это давление, равное 10 000 кгс/$м^2$ (или 1 кгс/$см^2$) и соответствующее высоте ртутного столба 736 мм или высоте водяного столба 10 м, измеряемое при помощи депрессиометра и других приборов.

Давление, создаваемое вентилятором, измеряется в паскалях 1Па=1 Н/$м^2$, кгс/$м^2$ (1 кгс/$м^2$ = 1 мм вод. ст.). Давление, создаваемое насосом, измеряется с помощью манометра в кгс/$см^2$,(ат), метрах.

Различают избыточное давление, т. е. избыток измеряемого манометром давления над барометрическим давлением окружающей среды, и абсолютное давление, равное сумме барометрического и измеренного манометром избыточного давления.

Мощность N, потребляемая турбомашиной, при электрических двигателях измеряется в киловаттах, а при тепловых и пневматических - в лошадиных силах (1 кВт = 102 кгс × м/сек; 1 л. с. = 75 кгс × м/сек);

КПД η турбомашины - отношение идеальной мощности, необходимой для транспортирования текучего, к мощности, фактически потребляемой турбомашиной;

Скорость вращения n рабочего колеса турбомашины за единицу времени (число оборотов в минуту), $мин^{-1}$.

Тема 1.2. Основное уравнение колеса турбомашин. Теоретические характеристики турбомашин.

1.2.1. Основное уравнение колеса турбомашин

Рабочие процессы, происходящие в вентиляторах и насосах, сходны. Так как протекают они практически при постоянной плотности: вода и воздух сжимаются незначительно (при увеличении давления на 0,1 МПа объем воды уменьшается на 0,00005 первоначального объема, а максимальное давление воздуха, создаваемое вентилятором, обычно не превосходит 0,005 МПа, т. е. плотность возрастает только на 5 %).

Зависимость между теоретической подачей Q_T центробежной турбомашины и создаваемым турбомашиной теоретическим напором H_T устанавливается в предположении отсутствия трения в турбомашине, утечек жидкости через неплотности и наличия в рабочем колесе бесконечно большого числа лопастей бесконечно малой толщины. В таком случае поток жидкости разделился бы лопастями на элементарные струйки.

Частица жидкости в межлопастном канале участвует одновременно в переносном движении, вращаясь вместе с колесом с окружной скоростью u, и в относительном движении, передвигаясь вдоль лопасти с относительной скоростью ω, направленной по отношению к скорости u под углом β (рис. 5). Геометрическая сумма скоростей u и β называется абсолютной скоростью с жидкости. Скорость с относительно скорости u направлена под углом α, называемым углом абсолютной скорости.

Положение начального 1 и конечного 2 элементов лопасти определяет характер движения жидкости в межлопастном канале. Положение элементов устанавливается величиной угла β_1 на входе в колесо (окружность диаметром D_1) и угла β_2 на выходе жидкости из колеса (окружность диаметром D_2).

На рис. 5 показаны планы скоростей на входе и выходе колеса и траектория 1 - 2 движения частицы жидкости. Векторы абсолютной скорости на любых радиусах колеса будут касательными к кривой 1 - 2.

При идеальном процессе в турбомашине (с указанных выше условий) мощность *N*, переданная двигателем на вал турбомашины, полностью передается потоку и определяется как произведение момента *M* приложенных к потоку внешних сил на угловую скорость ω рабочего колеса:

$$N = Q\gamma H_T = M\omega, \qquad (1)$$

Откуда

$$H_T = \frac{M\omega}{Q\gamma}.$$

В соответствии с теоремой о моменте количества движения установившегося потока, согласно которой изменение момента количества

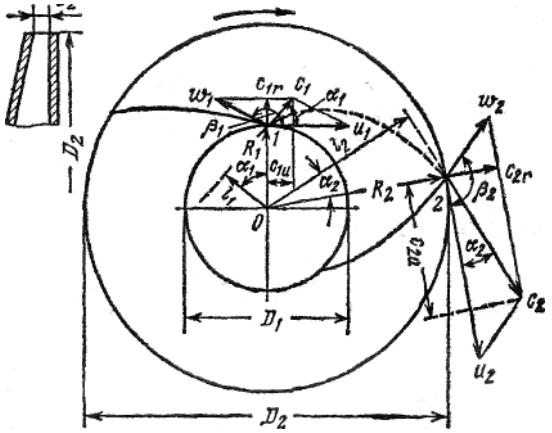


Рис. 5. Скорости на входе и выходе рабочего колеса центробежной турбомашины

движения от M_1 до M_2 массы m, протекающей за одну секунду от одного сечения к другому, равно моменту M внешних сил, приложенных к потоку между этими сечениями (применительно к рис. 5 начальное и конечное сечения потока - элементы соосных цилиндров с диаметрами оснований соответственно D_1 и D_2), имеем

$$M = M_2 - M_1 = mc_2l_2 - mc_1l_1.$$

Учитывая, что $m = \dfrac{Q\gamma}{q}$, и выражая из соответствующих треугольников плечи l_1 и l_2 через радиусы R_1 и R_2, получим

$$M = \frac{Q\gamma}{q}(R_2c_2\cos\alpha_2 - R_1c_1\alpha_1). \qquad (2)$$

Подставив значение M из этого выражения в формулу (2) и имея в виду, что $\omega R_2 = u_2$, а $\omega R_1 = u_1$, получим *основное уравнение* центробежной турбомашины, выведенной Л. Эйлером.

$$H_T = \frac{1}{q}(u_2c_2\cos\alpha_2 - u_1c_1\cos\alpha_1), \qquad (3)$$

Проекция скорости c на переносную скорость u, т. е. $c_u = c\cos\alpha$, называется окружной проекцией абсолютной скорости и характеризует интенсивность закручивания потока. Следовательно,

$$H_T = \frac{1}{q}(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \qquad (4)$$

В осевой турбомашине окружные скорости на входе и выходе на любом радиусе одинаковы (см. рис. 10), т.е. $u_2 = u_1 = u$ и поэтому

$$H_T = \frac{1}{q} u(c_{2u} - c_{1u}). \qquad (5)$$

Закручивание потока на выходе, характеризуемое скоростью c_{2u}, создается рабочим колесом, а скорость c_{1u} указывает на закручивание потока, имевшееся уже на входе в колесо.

При $c_{1u} = 0$, т. е. когда поток входит на лопасти колеса незакрученным, соответственно для центробежных и осевых турбомашин:

$$H_T = \frac{1}{q} u_2 c_{2u}; \qquad (6)$$

$$H_T = \frac{1}{q} u c_{2u}. \qquad (7)$$

В формулах (3) - (7) напор выражен в метрах столба жидкости, поэтому они применимы к насосам,

Давление вентиляторов измеряется в Н/м^2 и потому в формулах (3) - (7) вместо $1/q$ надо ввести множитель ρ (кг/м^3) - плотность воздуха. При рассмотрении завихренного движения жидкости, возникающего при обтекании потоком лопасти, устанавливается понятие о циркуляции абсолютной скорости (рис, 6).

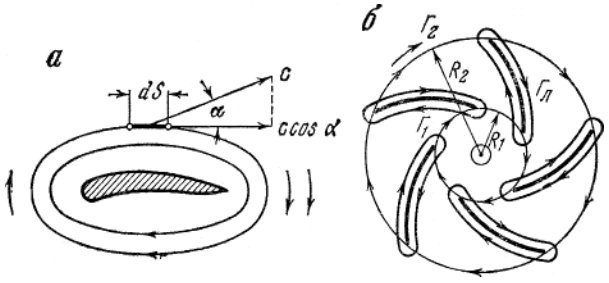


Рис. 6. Схемы циркуляции в центробежной турбомашине:

а - по контуру лопасти осевой турбомашины; б - в рабочем колесе

Если взять в потоке замкнутый вокруг профиля лопасти контур и разбить его на малые элементы dS, то при скорости c, направленной под углом α к элементу dS контура, циркуляция скорости (рис. 6, а) по всему замкнутому контуру.

$$\Gamma = \oint d\Gamma = \oint c\cos\alpha dS = \oint c_u dS. \qquad (8)$$

В частном случае, когда замкнутым контуром будет окружность радиусом *R*, циркуляция скорости

$$\Gamma = c_u \oint dS = 2\pi R c_u. \qquad (9)$$

При вращении рабочего колеса центробежной турбомашины циркуляция скорости (рис. 6, б) имеет место на входном и выходном диаметрах рабочего колеса (Γ_1 и Γ_2) и вокруг каждой лопасти ($\Gamma_л$). Суммарная циркуляция Γ, создаваемая рабочим колесом (с числом лопастей Z),

$$\Gamma = Z\Gamma_л = \Gamma_2 - \Gamma_1 \qquad (10)$$

Согласно формуле (9) циркуляция скорости на входном и выходном диаметрах рабочего колеса определяется соответственно

$$\Gamma_1 = 2\pi R_1 c_{1u}, \qquad (11)$$

$$\Gamma_2 = 2\pi R_2 c_{2u}, \qquad (12)$$

Тогда

$$\Gamma = \Gamma_2 - \Gamma_1 = 2\pi(R_2 c_{2u} - R_1 c_{1u}) = \frac{2\pi}{\omega}(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}).. \qquad (13)$$

Подставляя значение $(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})$. из выражения (13) в формулу (4), получим

Уравнение (14) является второй формой основного уравнения турбомашины, причем для вентиляторов в формулу (14) вместо $1/q$ подставляют плотность воздуха ρ.

Теоретическая подача центробежной турбомашины получается как произведение площади выходного живого сечения $\pi D_2 b_2$ рабочего колеса (см. рис. 5) без учета стеснения его лопастями на радиальную скорость c_{2r} - проекцию скорости c_2 на направление радиуса

$$Q_T = \pi D_2 b_2 c_{2r} \qquad (14)$$

где b_2 - ширина рабочего колеса на выходе.

В осевой турбомашине выходное сечение потока равно площади, ометаемой лопастями, а теоретическая производительность турбомашины - произведению этой площади на осевую скорость c_a представляющую собой проекцию скорости на осевое направление (см. рис. 10)

$$Q_T = c_a \frac{\pi}{4}(D_2^2 - d_{BT}^2)\,.$$

где D_2 - диаметр рабочего колеса; $d_{вт}$ - диаметр втулки.

Теоретическая индивидуальная характеристика турбомашины представляет собой зависимость между теоретическим напором H_T и теоретической подачей Q_T при известных размерах турбомашины и определенной частоте вращения ее рабочего колеса.

Зависимость $H_m = f(Q_T)$ получается следующим образом (см. рис. 5):

$$c_{2u} = u_2 + c_{2r} ctg\beta_2\,. \qquad (15)$$

На основании этого выражения и формулы (15)

$$c_{2u} = u_2 + \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2} ctg\beta_2 \qquad .(16)$$

Подставляя значение c_{2u} в формулу (6), получаем уравнение теоретической индивидуальной характеристики центробежной турбомашины

$$H_T = \frac{1}{g}u_2^2 + \frac{1}{g}u_2 \frac{ctg\beta_2}{\pi D_2 b_2} Q_T\,. \qquad (17)$$

Применительно к осевым турбомашинам

$$H_T = \frac{1}{g}u^2 - \frac{1}{g}u \frac{ctg\beta}{\frac{\pi}{4}(D_2^2 - d_{BT}^2)} Q_T\,, \qquad (18)$$

где β - угол протекания потока на выходе (см. рис.10).

1.2.2. Типы рабочих колес турбомашин. Теоретические характеристики соответствующие определенному типу рабочего колеса

В зависимости от величины угла установки лопастей на выходе различают три основных вида рабочих колес:

1) загнутые назад, когда $\beta_2 < 90°$, т. е. ctq > 0 (рис. 7, а);

2) радиальные, когда $\beta_2 = 90°$, т. е. ctq = 0 (рис. 7, б);

3) загнутые вперед, когда $\beta_2 > 90°$, т. е. ctq <5 0 (рис. 7, в).

В соответствии с этим и на основании выражения (17) в координатных осях подачи Q_T и напора H_T (рис. 7) строят теоретические индивидуальные характеристики турбомашины при $u_2 = const$.

При $Q_T = 0$ для всех типов рабочих колес

$$H_T = \frac{1}{q} u_2^2 .$$

Из рис. 7 видно, что при увеличении подачи Q_T напор турбомашин с колесами, имеющими лопасти, загнутые вперед, возрастает, при радиальных лопастях остается постоянным, а при лопастях, загнутых назад, снижается.

В отношении величины напора колеса с лопастями, загнутыми вперед, предпочтительнее. Однако в этих колесах имеет место наибольшая скорость c_2, а наименьшая величина ее - в колесах с лопастями, загнутыми назад. Для уменьшения потерь желательно, чтобы скорость c_2 была меньше, но не менее известного предела, так как с ее уменьшением снижается H_T. Значения c_2, обеспечивающие максимальный к. п. д. колеса, имеют место при $155° > \beta_2 > 130°$, т. е. при лопастях, загнутых вперед. Шахтные вентиляторы по сравнению с насосами характеризуются значительными производительностями и небольшими давлениями,

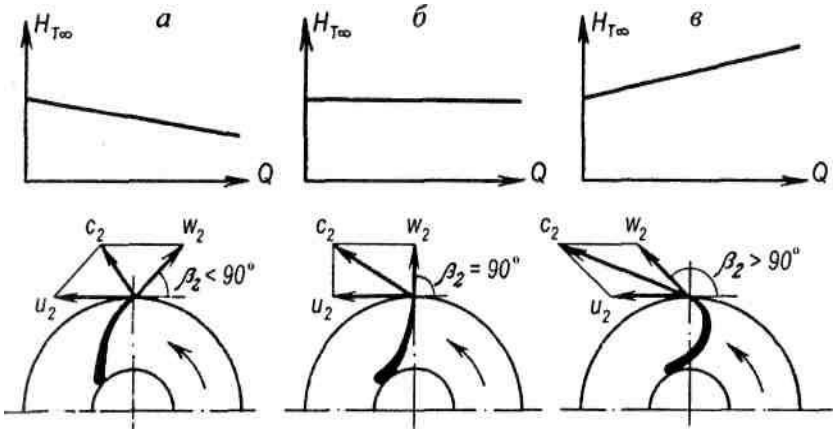


Рис. 7. Теоретические напорные характеристики насосов при различном профиле лопастей рабочего колеса

поэтому необходимо иметь колесо большого диаметра. Центробежные вентиляторы имеют одно колесо (в целях сокращения габаритов вентилятора по оси вращения его вала). В центробежных вентиляторах небольшой производительности применяются колеса с лопастями, загнутыми вперед. При этом несколько снижается к. п. д., что в известной степени компенсируется применением диффузора. В вентиляторах большой производительности применяются рабочие колеса с лопастями, загнутыми назад, которые обеспечивают более высокий к. п. д.

Шахтные насосы по сравнению с вентиляторами характеризуются значительными напорами и небольшими подачами. Поэтому центробежные насосы обычно имеют несколько последовательно соединенных колес относительно небольших диаметров. Для насосов применяются колеса с лопастями, загнуты-

ми назад. Такого же типа колеса применяются для центробежных компрессоров.

Теоретическая индивидуальная характеристика осевой турбомашины по формуле (18) в координатах $Q_T - H_T$ имеет вид нисходящей прямой.

Тема 1.3. Действительные и индивидуальные характеристики турбомашин

Действительная индивидуальная характеристика турбомашины представляет собой зависимость между действительным напором H и действительной подачей Q турбомашины при известных размерах машины и определенной частоте вращения рабочего колеса. Действительный напор меньше теоретического из-за потерь в турбомашине, причинами которых являются:

1) конечное число лопастей колеса;

2) трение частиц жидкости между собой и о поверхности проточной части турбомашины;

3) затраты энергии на удары при вихревом движении жидкости внутри турбомашины;

4) затраты энергии на преобразование скоростного напора в статический напор.

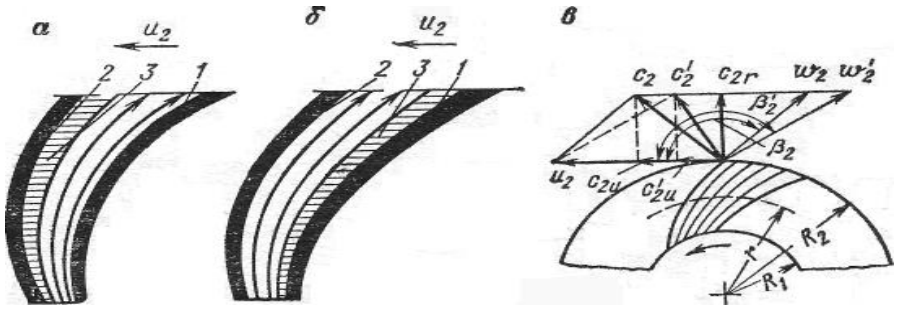


Рис. 8. Движение жидкости в межлопастном канале (а, б) и скорости на выходе из колеса при конечном числе лопастей (в)

В реальной турбомашине, с известным числом лопастей определенной толщины, скорости движения жидкости по сечению данного радиуса различны, а давление у лицевой стороны лопасти выше, чем у тыльной. Поток жидкости на выходе из колеса скошен в сторону, обратную направлению вращения.

Опыты ЦАГИ показали, что при подаче турбомашины меньше нормальной поток (рис. 8, а) прижимается к лицевой стороне лопасти центробежного колеса, а у ее тыльной стороны 2 образуется завихренная зона 3. При очень малой подаче поток перетекает из одного канала в другой. При большой подаче поток (рис. 8, б) прижимается к тыльной стороне лопасти 2, а у лицевой стороны возникает завихренная зона 3. Оторвавшаяся при входе в канал от лицевой стороны лопасти часть потока скашивается на выходе в сторону, обратную направлению вращения. Вихревая зона оказывается замкнутой, так как эта часть потока снова встречает лицевую сторону лопасти. Поэтому относительная скорость ω_2' у лицевой стороны лопасти не касательна к лопасти и по величине больше теоретической ω_2, фактический угол β_2' больше теоретического угла β_2 (рис. 8, в).

Следует иметь в виду, что и при нормальной производительности межлопаточный канал полностью не заполнен текучим.

Таким образом, действительная скорость закручивания c'_{2u} меньше теоретической c_{2u} при неизменной радиальной скорости c_{2r}, а создаваемое рабочим колесом давление с учетом конечного числа лопаток меньше, чем полученное по формуле (4), т. е. $H_{TK} = \kappa_ц H_T$. Коэффициент $\kappa_ц < 1$ называется коэффициентом циркуляции.

Действительная производительность турбомашины также меньше теоретической из-за утечек через неплотности в турбомашине. Кривую действительной индивидуальной характеристики можно получить, если из ординат теоретического давления $H_{ПД}$ вычесть ординаты потерь давления $H_{ПД}$, соответствующие тем же производительностям (рис. 9).

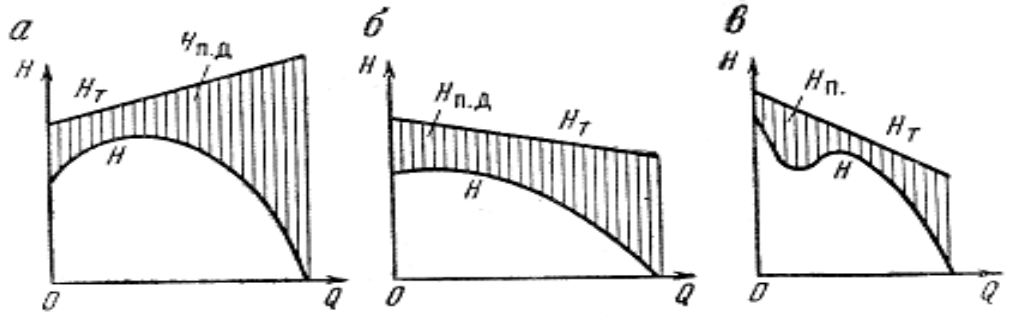


Рис. 9. Формы действительных индивидуальных характеристик турбомашин: а - центробежной с рабочим колесом с лопатками, загнутыми вперед; б - центробежной с рабочим колесом с лопатками, загнутыми назад; в – осевой

Все указанные потери напора учитываются г*идравлическим* к.п.д. турбомашины, определяемым отношением полезной мощности турбомашины к сумме полезной мощности и мощности затраченной на потери напора в турбомашине. Гидравлический к.п.д. зависит от качества изготовления турбомашины, ее параметров и равен для современных машин $\eta_Г$ = 0,8... ... 0,96.

Действительная подача турбомашины, как и напор, меньше теоретической вследствие объемных потерь - утечек через неплотности в турбомашине. Эти потери характеризует объемный к.п.д. - отношение полезной мощности к сумме полезной мощности и мощности, утраченной с утечками. В среднем *объемный* к.п.д. η_o = 0,95 ... 0,98.

В турбомашине имеются также механические потери - затраты энергии на трение в подшипниках, сальниках, жидкости о наружные поверхности дисков рабочего колеса (дисковое трение) и др. Эти потери определяются *механическим* к.п.д., который для современных турбомашин $\eta_М$ = 0,95 ... 0,99.

Отношение полезной мощности к мощности турбомашины называется к. п.д. турбомашины и является ее характеристикой. Он равен произведению гидравлического, объемного и механического к.п.д., т.е. $\eta = \eta_Г\, \eta_o \eta_М$

Кривую действительной индивидуальной характеристики турбомашины можно получить, если из ординат теоретического напора H_T вычесть ординаты потерь напора H_n при соответствующих подачах (рис. 9).

Сравнение форм действительных индивидуальных характеристик турбомашин с рабочим колесом, имеющим лопатки, загнутые вперед (рис. 9, а) и назад (рис. 9, б), показывает, что первая характеристика имеет вид выпуклой кривой (горбатые характеристики), а вторая - падающей кривой (безгорбые характеристики), что оказывает влияние на устойчивость режима работы турбомашины.

Действительная индивидуальная характеристика осевой турбомашины (рис. 9, в) имеет форму седлообразной кривой, что объясняется следующим. На рис. 11 показан треугольник скоростей на выходе из решетки рабочего колеса осевой турбомашины, совмещенный с треугольником скоростей на входе. Вследствие закручивания колесом поток искривляется, отчего относительная скорость ω_2 на выходе меньше скорости ω_1 на входе. Искривленный поток можно заменить эквивалентным прямолинейным потоком со скоростью $\omega_{ср.}$

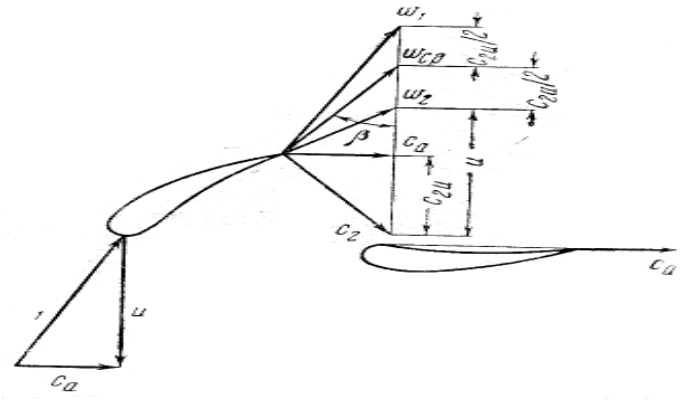


Рис. 10. Скорости в осевой турбомашине

Результирующая реакция ΔR (рис. 11) гидроаэродинамических сил, возникающих при обтекании элемента Δl лопатки прямолинейным эквивалентным потоком, пропорциональна плотности текучего ρ, площади элемента $\Delta S = b\Delta l$ и квадрату относительной скорости $\omega_{ср}$ эквивалентного потока, т. е.

$$\Delta R = \frac{1}{2}\rho\omega_{ср}^2 \Delta S C_{к.л.}., \qquad (19)$$

где $C_{кл.}$ - коэффициент, зависящий от формы профиля и угла атаки α, определяемого положением лопатки относительно набегающего потока.

Сила ΔR раскладывается на две составляющие, из которых одна ΔP, перпендикулярная направлению эквивалентного потока, называется подъемной силой, а другая ΔQ, параллельная направлению потока, - силой лобового сопротивления. Сила лобового сопротивления является вредной, так как создает до-

полнительную нагрузку на двигатель. При обтекании крыла потоком сила ΔP в 40-50 раз больше силы ΔQ.

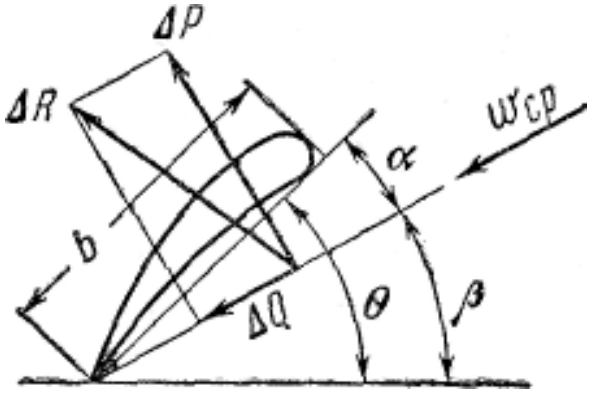


Рис. 11. Профиль лопатки осевой турбомашины в потоке текучего

Согласно вихревой теории крыла Н. Е. Жуковского, на набегающей стороне крыла встречный поступательный поток ускоряется слабее, чем на задней стороне. За счет чего на набегающей стороне создается повышенное давление, а на задней – пониженное давление. Эта разность давлений по обе стороны крыла определяет его подъемную силу.

Силы ΔP и ΔQ определяются по следующим формулам:

$$\Delta P = \frac{1}{2}\rho\omega_{cp}^2 \Delta S C_{y/} \tag{20}$$

По формуле Н. Е. Жуковского для одной лопатки, т. е. для изолированного профиля,

$$\Delta P = \rho\omega_{cp} \Gamma_{л} \Delta l. \tag{21}$$

Рассматривая совместно формулы (21) и (20), получим

$$\Gamma_{л} = \frac{1}{2} C_y b \omega_{cp}; \tag{22}$$

$$\Delta Q = \frac{1}{2}\rho\omega_{cp}^2 \Delta S C_{x,} \tag{23}$$

где C_y и C_x - коэффициенты соответственно подъемной силы и лобового сопротивления, определяемые опытным путем.

На рис. 12 показаны графики зависимости C_y и C_x от угла атаки α для изолированного профиля.

Рассмотрим процессы, происходящие в осевой турбомашине при определенном угле Θ установки лопаток на рабочем колесе. С уменьшением производительности снижается скорость c_a, что приводит к уменьшению угла притека-

ния β и увеличению угла атаки α (см. рис. 10 и 11). Вместе с увеличением угла атаки увеличивается коэффициент подъемной силы C_y (см. рис. 12) и увеличивается циркуляция $Г_л$ см. формулу (22). При этом в соответствии с уравнением (14) возрастает давление, развиваемое турбомашиной. При критическом угле атаки $\alpha_к$ происходит срыв потока с верхней стороны лопатки, отчего появляются вихревые потоки в межлопаточных пространствах. Поэтому коэффициент подъемной силы *Cy* при $\alpha > \alpha_к$ будет уменьшаться, а следовательно, произойдет снижение давления, развиваемого вентилятором. При этом нарушается радиальное равновесие потока, отчего на периферии колеса появляется и затем усиливается обратный ток воздуха, который, смешиваясь с основным потоком, образует вихри. Взаимодействием последних объясняется рост давления при дальнейшем уменьшении подачи.

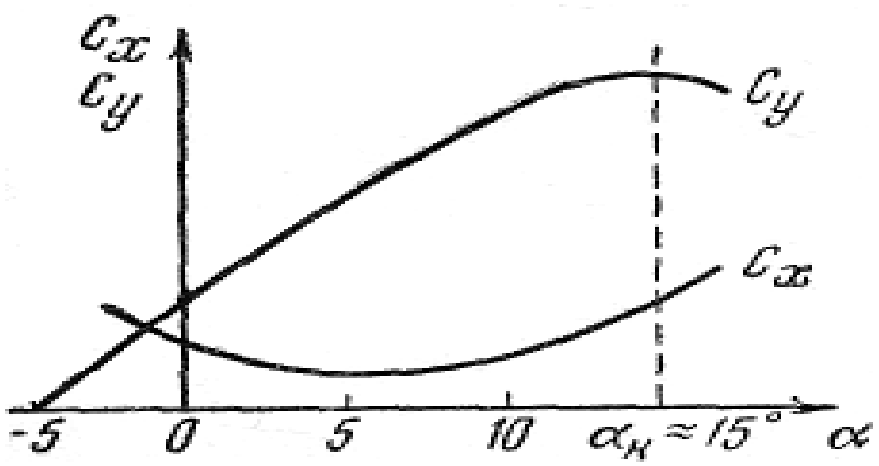


Рис. 12. Зависимость коэффициентов C_y и C_x от угла атаки α для одиночного профиля

Впадина на действительной индивидуальной характеристике осевой турбомашины (см. рис. 9, в) тем более выражена, чем больше угол установки лопаток относительно втулки (в центробежных турбомашинах с рабочими колесами, имеющими лопатки, загнутые вперед, такая впадина, но менее выраженная, также может иметь место). Характеристики седлообразной формы в определенных случаях обеспечивают менее надежную работу турбомашины.

Полученные для центробежных и осевых турбомашин кривые являются лишь приблизительной формой действительной индивидуальной характеристики турбомашины, но не самой характеристикой.

Действительная индивидуальная характеристика турбомашины определяется опытным путем: измерением давлений, создаваемых конкретной турбомашиной, при различных производительностях и постоянной скорости вращения рабочего колеса.

Действительная индивидуальная характеристика турбомашины дается заводом-изготовителем, причем кроме кривой *Q-H* приводятся еще кривая к. п. д.

Q - η и кривая мощности Q-N (см. рис. 20). В совокупности эти кривые называются эксплуатационными характеристиками турбомашины.

К.п.д. турбомашины учитывает потери гидравлического (потери давления от трения текучего и т. п.) и механического (потери на трение в подшипниках, сальниках и т. п.) характера. Зависимость η от Q устанавливается по формуле (39) и данным опытных замеров производительности, давления и потребляемой мощности.

Действительная индивидуальная характеристика обычно дается заводом-изготовителем для одного колеса. При последовательном соединении колес характеристика турбомашины получается увеличением ординат характеристики одноколесной турбомашины (прямо пропорционально числу колес при одинаковых абсциссах), при этом кривая к.п.д. остается такой же, как и для одного колеса. При параллельном соединении колес увеличиваются абсциссы характеристики одного колеса прямо пропорционально числу колес при одинаковых ординатах.

При увеличении скорости вращения рабочего колеса (рис. 13) характеристика 1 ее смещается вверх от оси Q (кривая 2). При уменьшении - вниз (кривая 3). Смещение точки кривой Q-H из положения I в положения I' и I" происходит по параболе 4 прямо пропорционально зависимости H_x от Q^2_x. При этом кривая к.п.д. 1′ также смещается и изобразится соответственно кривыми 2' и 3".

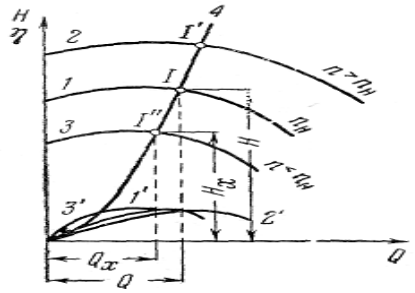


Рис. 13. Характеристики турбомашины при различных скоростях вращения колеса

Турбомашины изготовляются определенного типа (серии). Под типом понимается группа турбомашин геометрически подобных между собой.

Характеристики турбомашин одного типа подобны, поэтому можно построить одну характеристику для всего типа турбомашин - типовую характеристику. При построении типовой характеристики турбомашины пользуются типовыми безразмерными коэффициентами.

В ЦАГИ установлено понятие об отвлеченных характеристиках для серии вентиляторов. Подобно типовым характеристикам отвлеченные характеристики являются безразмерными, они не зависят ни от размеров машин, ни от скорости вращения колес. Для построения отвлеченных характеристик введены понятия об отвлеченной производительности $\bar{Q}$, отвлеченном давлении $\bar{H}$ и отвлеченном

$$\vec{Q} = \frac{Q}{F_K u_2} = \frac{24{,}3Q}{D_2^3 n}; \qquad (24)$$

$$\vec{H} = \frac{H}{\rho u_2^2} = \frac{3000H}{D_2^3 n^2}, \qquad (25)$$

где $F_к$ - площадь колеса вентилятора, м^2;

u_2 - окружная скорость на внешней окружности колеса, м/сек;

D_2 - диаметр рабочего колеса, м;

n - скорость вращения рабочего колеса, об/мин.

При построении отвлеченных характеристик по оси абсцисс откладывается $\bar{Q}$, а по оси ординат - $\bar{H}$, отвлеченная мощность N и к.п.д. η.

При расчетах и эксплуатации турбомашины предпочтение отдается индивидуальным характеристикам, так как при изготовлении турбомашин трудно достичь их полного геометрического подобия.

Тема 1.4. Характеристики внешней сети. Режим работы турбомашин.

1.4.1. Характеристики внешней сети

Турбомашина соединена с внешней сетью: вентилятор с системой горных выработок, насос - с трубопроводом.

Характеристика внешней сети представляет собой зависимость между подачей и напором, который должна развивать турбомашина для движения жидкости во внешней сети.

Напор турбомашины H расходуется на подъем жидкости на геометрическую высоту $H_Г$ (для насосной установки это расстояние по вертикали от поверхности воды в резервуаре до сливного отверстия напорного трубопровода), создание скоростного напора в сливном отверстии напорного трубопровода $H_{ск}$ и преодоление гидравлических сопротивлений во внешней сети - потери напора $H_П$.

Скоростной напор

$$H_{ск} = \frac{v^2}{2q}. \qquad (27)$$

Потери напора по длине трубопровода и в местных сопротивлениях (повороты, сужения и т. д.)

$$H_Р = (\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi) \frac{v^2}{2q} = \xi_c \frac{v^2}{2q}, \qquad (28)$$

где λ - коэффициент, зависящий от шероховатости внутренней поверхности трубопровода;

l - длина трубопровода;

d - диаметр трубопровода;

ξ - коэффициент местных сопротивлений;

v – скорость движения жидкости в трубопроводе;

ξ_c - суммарный коэффициент сопротивлений.

Выразив *v* через подачу *Q* и поперечное сечение F_T внешней сети, получим

$$H = H_Г + RQ^2, \qquad (29)$$

причем

$$R = \frac{1+\xi_c}{2qF_T^2}. \qquad (30)$$

где R - постоянная сети (трубопровода).

Зависимость между H и Q характеристика внешней сети - согласно выражению (29) в осях из H - Q изобразится параболой. На рис. 14 характеристика внешней сети 1 построена для определенного поперечного сечения ее F_T и коэффициента сопротивления ξ_c.

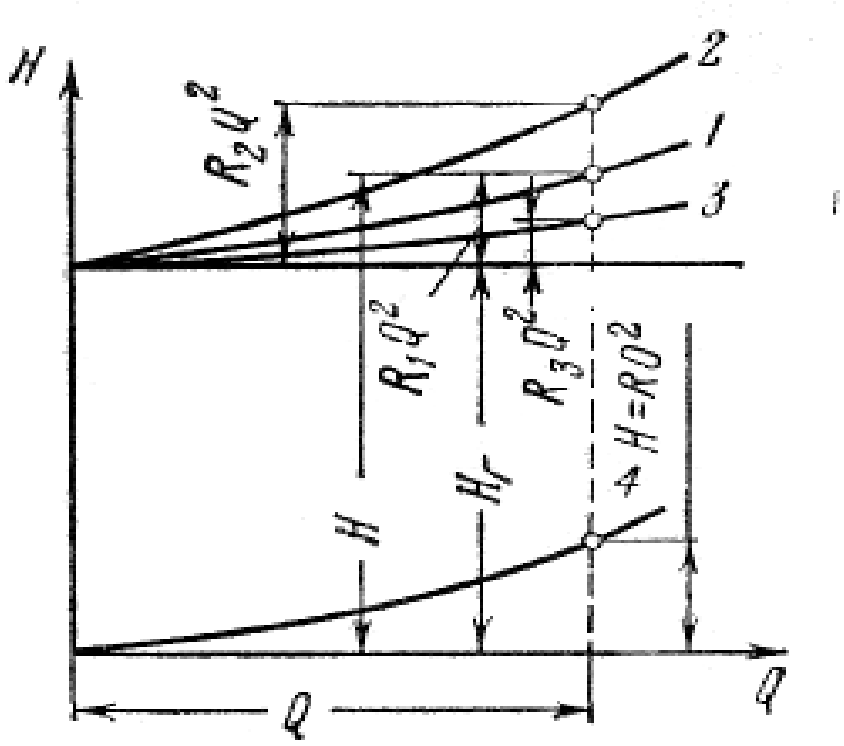


Рис. 14. Характеристики внешней сети

При уменьшении сечения F_T или увеличении коэффициента сопротивления ξ_c увеличивается согласно выражению (30) постоянная R, и характеристика 2 сети становится круче характеристики 1. При увеличении F_T или и уменьшении ξ_c снижается RQ^2, и характеристика 3 сети становится положе характеристики 1.

К.п.д. внешней сети

$$\eta_T = \frac{H_Г}{H}. \qquad (31)$$

Рассмотренные характеристики внешней сети имеют место при турбомашинах, работающих с геометрической высотой подачи (насосы). Для турбомашин, работающих без геометрической высоты подачи (шахтные вентиляторы, см. рис. 1),

$$H = RQ^2, \qquad (32)$$

и характеристика сети изображается параболой 4, которая выходит из начала координатных осей.

Так как поперечное сечение сети может изменяться на ее протяжении (например, вентиляционная сеть шахты), для упрощения расчетов пользуются понятием «эквивалентное отверстие» - абстрактное отверстие в идеально тонкой стенке, через которое проходит заданное количество воздуха, испытывающее при этом такое же сопротивление, как в фактической внешней сети турбомашины.

Эквивалентное отверстие вентиляционной сети A (м^2) определяется на основании формулы

$$Q = \varphi A\sqrt{2qH_{CT,}}$$

где Q - количество протекающего в сети воздуха, м^3/с;

φ - коэффициент сжатия струи (для воздуха φ = 0,65); $\sqrt{2qH_{CT} = }$ v - скорость воздуха, м/с;

H_{CT} - статическое давление.

Выражая давление H_{CT} в Н/м^2 и принимая φ - 0,65, q=9,81 м/с^2 и плотность воздуха $\rho \approx 1{,}2$ кг/м^3, окончательно для шахтной вентиляционной сети

$$A = 1{,}19\frac{Q}{\sqrt{H_{CT}.}} \qquad (33)$$

Для насосного трубопровода

$$A = 0{,}345\frac{Q}{\sqrt{H - H_{\Gamma}}}. \qquad 34)$$

1.4.2. Режимы работы турбомашин

Зная действительную индивидуальную характеристику турбомашины и характеристику внешней сети, построенные в одинаковых масштабах, рабочий режим турбомашины, т. е. определенное значение ее подачи Q, напора H и к.п.д. η, находят как точку пересечения указанных характеристик. Графическое определение рабочего режима турбомашины на внешнюю сеть показано на (рис. 15, а).

Точка 1 показывает рабочий режим турбомашины, которому соответствуют Q', H', η'.В данном случае $\eta' \neq \eta_{\max}$.Для получения наивыгоднейшего (оптимального) рабочего режима турбомашины, соответствующего $\eta_{\max}$, надо

изменить характеристику сети способами, указанными выше. В данном случае необходимо изменить характеристику увеличением поперечного сечения сети или уменьшением сопротивления в ней так, чтобы она приняла вид кривой 4, тогда рабочий режим III характеризуется величинами $Q, H, \eta\,\max$.Если еще изменить характеристику сети так, чтобы она приняла вид кривой 5, то рабочий режим II характеризуется величинами $Q'', H'', \eta'' \neq \eta_{\max}$.

В практике эксплуатации турбомашин имеет место колебание режимов в определенных интервалах. Применительно к (рис. 15, а) этот интервал соответствует режимам I - III – II. Средневзвешенный к.п.д. турбомашины в данном интервале определяется по данным трех режимов:

$$\eta_{\text{ср}} = \sum_{\text{I}}^{\text{III}} QH \Big/ \sum_{\text{I}}^{\text{III}} \frac{QH}{\eta}. \qquad (35)$$

Указанные изменения рабочих режимов турбомашины являются результатом изменения характеристики внешней сети при постоянной характеристике турбомашины.

Изменение рабочих режимов турбомашины (рис. 15, б) может быть при постоянной характеристике сети, но при переменных характеристиках турбомашины, что можно осуществить изменением частоты вращения рабочего колеса турбомашины, числа рабочих колес и другими способами (см. ниже). Рабочие режимы турбомашины показаны точками III — I — II с соответствующими значениями подачи, напора и к.п.д.

В общем случае рабочий режим турбомашины может изменяться в зависимости от характеристики внешней сети и характеристики турбомашины, на этом основано регулирование подачи и напора.

Рабочие режимы турбомашин с одной точкой пересечения характеристик турбомашины и внешней сети являются устойчивыми, т. е. такими, которые могут автоматически восстанавливаться при устранении причин, вызвавших их изменение. Устойчивый режим является необходимым условием нормальной работы турбомашины.

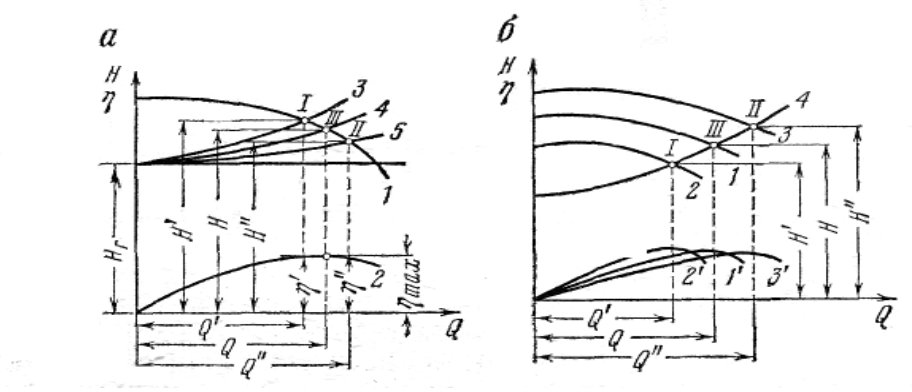


Рис. 15, Рабочие режимы центробежной турбомашины:

а - при неизменной характеристике турбомашины и изменяющейся характеристике внешней сети; б - при неизменной характеристике внешней сети и изменяющейся характеристике турбо машины

При турбомашинах, работающих с геометрической высотой подачи, может иметь место неустойчивый режим с двумя точками пересечения I и II (рис. 16) характеристик турбомашины I и сети 2 или отсутствовать режим, когда не пересекаются характеристики 3 и 2. Неустойчивый режим и отсутствие режима свидетельствует о неправильном выборе турбомашины при заданной геометрической высоте.

Для устранения неустойчивого режима, который может возникать при эксплуатации турбомашин, необходимо: 1) увеличить частоту вращения так, чтобы характеристика турбомашины приняла вид кривой 4 с одной точкой Ш

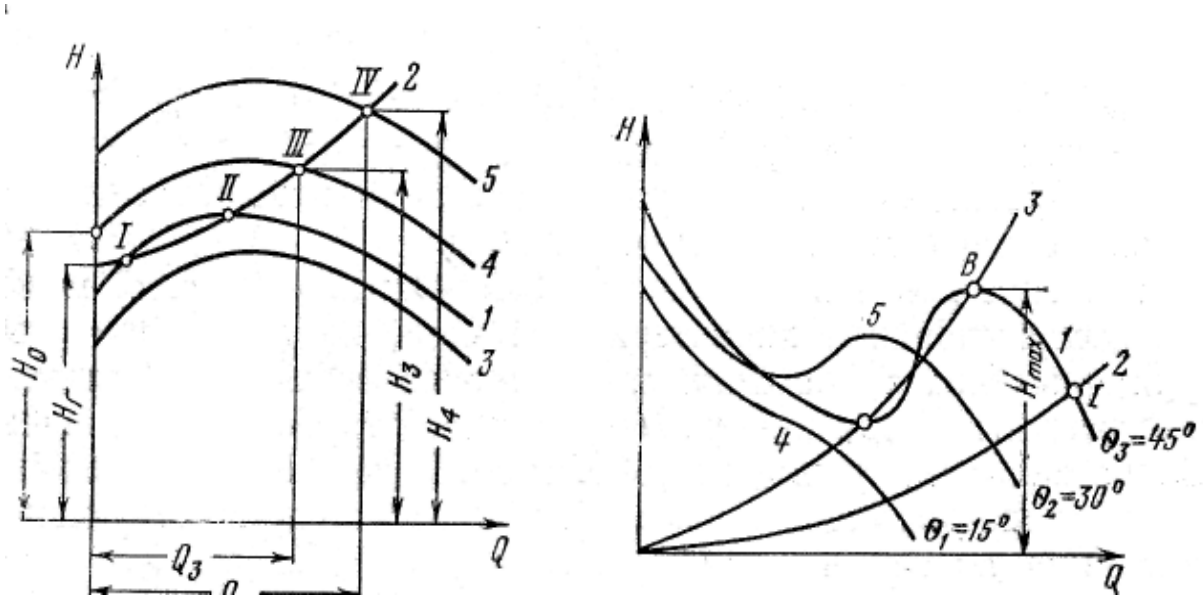


Рис.16 Неустойчивый режим и отсутствие рабочего режима центробежной турбомашине

Рис 17. Характеристика осевой турбомашины при различных углах установки лопастей рабочего колеса

пересечения с характеристикой сети 2 (при этом окружная скорость колеса должна быть в допустимых пределах); 2) увеличить число последовательно соединенных колес так, чтобы характеристика турбомашины приняла вид кривой 5 с одной точкой IV пересечения с характеристикой сети 2.

Устранить неустойчивый режим изменением характеристики сети нельзя, так как турбомашина в конкретных условиях работает с определенной геометрической высотой подачи.

Для обеспечения устойчивой работы при выборе турбомашины необходимо соблюсти условие

$$\frac{H_Г}{H_o} \le 0{,}9....0{,}95, \qquad (36)$$

где: H_0 - напор турбомашины при подаче, равной нулю.

Для центробежных турбомашин, работающих без геометрической высоты подачи (например, вентилятор), рабочий режим должен быть устойчивым, так как характеристика вентиляционной сети выходит из начала координатных осей. Однако и здесь могут иметь место недопустимые режимы при совместной работе двух или нескольких вентиляторов на общую вентиляционную сеть.

При установке с осевым вентилятором, даже при, его самостоятельной работе на вентиляционную сеть, возможны неустойчивые режимы. На рис. 17 показаны характеристики осевой турбомашины (вентилятора) при различных углах установки лопастей рабочего колеса. Эти характеристики в отличие от характеристик центробежных турбомашин имеют седлообразную форму, особенно при углах установки лопастей свыше 20°.

При характеристике I осевой турбомашины и характеристике 2 внешней сети рабочий режим устойчивый, так как он определяется одной точкой I пересечения характеристик 1 и 2 (производительность и давление изобразятся соответственно абсциссой и ординатой точки I на кривой I).

При увеличении сопротивления внешней сети (кривая 8) работа турбомашины будет неустойчивой - пересечение указанных характеристик произойдет в нескольких точках. Опасность появления неустойчивой работы осевых турбомашин возрастает при параллельной работе осевых вентиляторов. При углах установки лопастей свыше 20° обеспечить параллельную работу на общую вентиляционную сеть осевых вентиляторов практически трудно.

Нормальными рабочими режимами осевых турбомашин надо считать режимы, расположенные вправо от вершины горба B с ординатой H_{max}.

В ряде случаев эта рабочая часть характеристики при углах установки лопастей рабочего колеса свыше 20° недостаточна для нормальной работы осевых вентиляторов за весь срок службы их в шахтных условиях. Поэтому при подборе осевых вентиляторов часто ориентируются на их характеристики, соответствующие (по возможности) меньшим углам установки лопастей - обычно в пределах 20-30°.

В осевых вентиляторах для местного проветривания путем сохранения постоянного, сравнительно небольшого угла установки лопастей рабочего колеса обеспечивается характеристика» изображаемая кривой 4.

Неустойчивую работу осевого вентилятора с характеристикой I на сеть с характеристикой 3 (см. рис. 17) можно устранить способами, описанными применительно к центробежной турбомашине, и, кроме того: изменением угла установки лопастей (характеристика 5); уменьшением сопротивления вентиляционной сети (характеристика 2). Характеристики вентилятора и сети при этом будут пересекаться только в одной точке, т. е. рабочий режим будет устойчивым.

Для конкретных условий работы на внешнюю сеть, характеристика которой строится согласно формулам (29) или (32), к заводским действительным индивидуальным характеристикам турбомашин можно подобрать турбомашину, которая, обеспечивая требуемые подачу и напор, является наивыгоднейшей

в отношении к.п.д., а следовательно, минимума потребления энергии за весь период эксплуатации турбоустановки.

Полезная мощность (кВт) турбомашины - мощность, сообщаемая подаваемой жидкости (без учета всех потерь, которые имеют место при этом):

$$N_{П} = \frac{QH}{1000}, \tag{37}$$

где: Q - подача турбомашины, м^3/с;
H - давление турбомашины Па.

Мощность турбомашины

$$N = \frac{QH}{1000\eta}, \tag{38}$$

где: η - к.п.д. турбомашины.

Эта мощность при непосредственном соединении валов двигателя и турбомашины является мощностью на валу двигателя. В случае применения между этими валами передачи для получения мощности двигателя в знаменателе выражения (38) надо подставить значение к.п.д. передачи $\eta_{П}$, учитывающего потери в ней.

Формула (38) применяется для определения мощности двигателя вентилятора, поскольку давление, развиваемое вентилятором, измеряется в Па.

Для насосов, напор которых измеряется в м вод. ст.

$$N = \frac{Q\rho qH}{1000\eta}, \tag{39}$$

где: ρ - плотность воды, кг/м^3.

Характеристика Q - η строится по точкам, ординаты которых получаются как отношение при различных подачах полезной мощности N_n к мощности турбомашины.

Мощность турбомашины определяется путем измерений электрическими приборами мощности на клеммах двигателя. С последующим умножением мощности двигателя на к.п.д. двигателя и на к.п.д. передачи.

При использовании отвлеченными характеристиками вентиляторов вводится понятие об отвлеченной мощности

$$\bar{N} = \frac{N}{\rho\ F_k u_2^3} = \frac{72900QH}{D_2^5 n^3 \eta}. \tag{40}$$

1.4.3. Регулирование производительности центробежных турбомашин

Основной задачей регулирования машины является подача в сеть расхода Q (м^3/сек), заданного определенным графиком. При этом, как показывают характеристики машины, изображенные совместно, все основные параметры машины H, p, N_B и η имеют тенденцию изменяться. Однако сеть трубопроводов и потребители накладывают на некоторые из параметров определенные условия. Так, например, насосы и вентиляторы, покрывая заданный график расходов, должны создавать переменное давление, определяемое потребителем и гидравлическими свойствами системы трубопроводов.

Компрессоры в некоторых случаях работают на сеть с переменным Q,. но должны обеспечить постоянное давление H, в других в других случаях они работают с постоянным расходом Q при переменном давлении H.

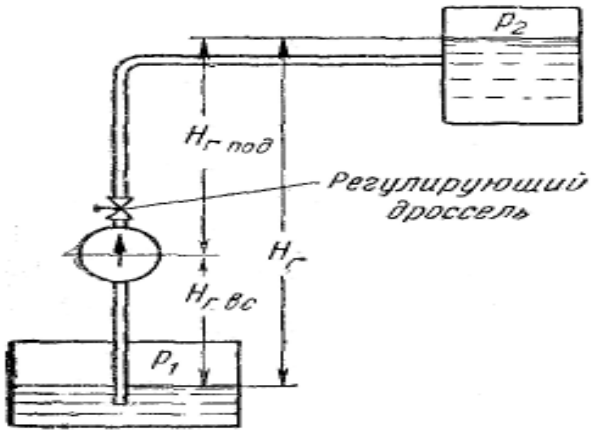


Рис. 18. Центробежная машина в системе трубопроводов

Таким образом, возможны различные варианты задачи регулирования производительности.

а) *Дроссельное регулирование при n=const.*

Пусть центробежная машина включена в трубопроводную систему так, как показано на (рис. 18).

Представим на графике (рис. 19) характеристики полного напора (энергии), мощности на валу и к.п.д. центробежной машины при постоянном числе оборотов. На этом же графике нанесем полную характеристику трубопроводной сети, на которую включена машина; при этом будем предполагать, что регулирующий дроссель открыт полностью.Установившийся режим работы машины возможен только при условии, что энергия, передаваемая потоку жидкости машиной, равна энергии, расходуемой в системе. Так как первая из них выражается ординатами характеристики $H = f(Q)$ центробежной машины, а вторая - ординатами характеристики трубопровода, то очевидно, что указанное равенство энергий наблюдается только в точке α пересечения характеристик. Таким образом, точка α определяет режим работы установки. То есть производи-

тельность, напор, мощность на валу и к.п.д. машины, при полностью открытом дросселе. Эти величины на рис. 19 обозначены соответственно Q, H, N_B, η.

В случае прикрывания дросселя на напорной трубе точка α передвинется по характеристике машины влево вверх и займет положение α', определив тем самым новые значения параметров $Q'_{рег}, H'_{рег}, N'_{B.рег}, \eta'_{рег}$.

Дальнейшее прикрывание дросселя вызывает смещение характеристики трубопроводной системы еще больше вверх, и точка α передвинется, например, в точку α'', дающую новые значения $Q''_{рег}, H''_{рег}, N''_{рег}, \eta''_{рег}$, и.т.д.

Следовательно, дроссельное регулирование при $n=const$ достигается введением дополнительного гидравлического сопротивления в сеть трубопроводов машины.Поскольку наибольшая производительность достигается при полностью открытом дросселе (точка α), дроссельное регулирование применяют только с целью уменьшения производительности.

Из графиков (рис. 19) очевидно, что дросселирование уменьшает мощность на валу машины и вместе с тем повышает долю энергии, расходуемую при регулировании; поэтому оно непроизводительно.

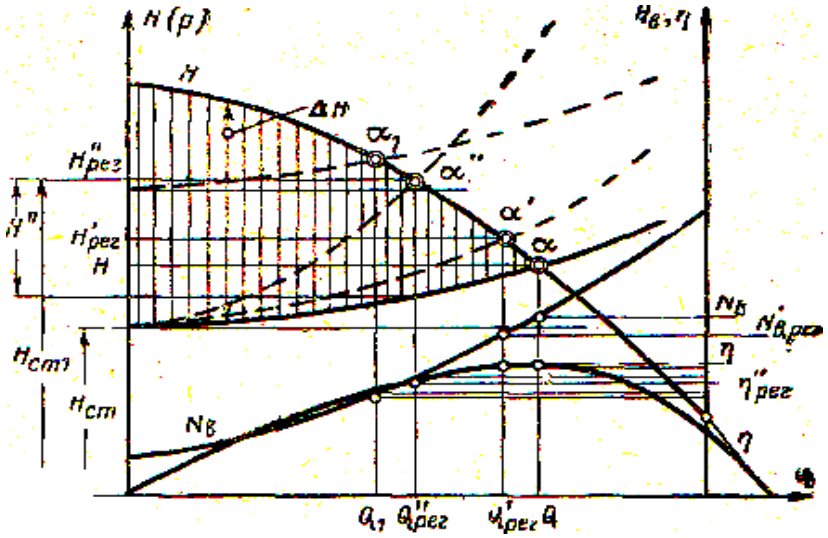


Рис. 19. График дроссельного регулирования центробежной машины.

Так, например, при регулировании до $Q''_{рег}$ удельная энергия, непроизводительно затрачиваемая в дросселе, определяется отрезком $\Delta H''$ ординаты, а теряемая при этом мощность

$$\Delta N_B = \frac{\gamma Q''_{рег} \Delta H''_{рег}}{102\eta''_{рег}}. \qquad (41)$$

Чем более глубоко осуществляется процесс регулирования, тем более непроизводительна затрата мощности.

Энергетическая эффективность этого вида регулирования центробежных машин низка, однако ввиду чрезвычайной простоты этот способ имеет широкое применение.

При дроссельном регулировании центробежных насосов, подающих жидкость, дроссель располагают на напорной трубе. Если разместить дроссель на всасывающей трубе, то при глубоком регулировании могут возникнуть разрывы сплошности потока и нарушение нормальной работы насоса.

Производительность центробежной машины при постоянном числе оборотов может изменяться не только вследствие изменения открытия дросселя, но и по причинам, связанным с изменением давления в системе трубопроводов. Представим себе, что по какой-либо причине повышается давление p_2 в напорном баке. На рис. 19 это отразится в смещениях характеристик трубопровода вверх на одинаковые отрезки при всех производительностях; при этом точка α пересечения характеристик будет передвигаться по характеристике машины влево и вверх; это означает, что производительность машины уменьшается. Уменьшение давления p_2, наоборот, вызывает увеличение производительности машины. Аналогично влияет на производительность машины изменение геометрической высоты подачи.

В некоторых случаях режим работы центробежной машины может изменяться самопроизвольно (без прямого вмешательства эксплуатационного персонала). Так, например, если в установке, включенной по схеме на (рис. 18), прекратился расход жидкости из напорного бака, а центробежная машина продолжает работать, то статическая высота подачи будет возрастать ввиду изменений p_2 и $H_Г$; это повлечет за собой смещение характеристики трубопровода параллельно вверх. Точка α будет передвигаться по характеристике машины влево вверх, производительность машины будет уменьшаться при одновременном возрастании напора и снижении мощности на валу. Такой процесс может привести к понижению производительности машины до нуля; это произойдет в тот момент, когда статическая высота подачи (сумма геометрической высоты и высоты давления) сравняется с напором холостого хода машины.

Из выше изложенного следует, что если центробежная машина, работающая при постоянном числе оборотов, развивает недостаточную производительность, то может быть повышена следующими способами. Понижением высоты давления и геометрической высоты (если это допускается условиями производства), увеличением диаметра труб системы с целью понижения гидравлического сопротивления, уменьшением местных гидравлических сопротивлений системы.

В заключение отметим, что дросселирование как способ регулирования допустимо только в тех случаях, когда потребляемая мощность уменьшается с уменьшением производительности ($\frac{dN}{dQ} > 0$). Если же потребляемая мощность возрастает с уменьшением производительности ($\frac{dN}{dQ} < 0$), то дросселирование как способ регулирования бессмысленно, поскольку оно вызывает увеличение потребляемой мощности. Характеристики с отрицательной производной ($\frac{dN}{dQ} < 0$), свойственны некоторым типам осевых насосов и вентиляторов.

б) *Регулирование изменением числа оборотов вала машины.*

В тех случаях, когда имеется возможность изменять число оборотов вала двигателя, приводящего в движение центробежную машину, целесообразно регулировать производительность изменением числа оборотов.

Пусть центробежная машина, включенная по схеме на рис. 18, работает при числах оборотов $n_1, n_2, n_3 ...,$ причем. $n_1 < n_2 < n_3 ...,$. Нанесем в общей координатной системе характеристики этой машины при указанных числах оборотов и характеристику трубопроводной сети (рис. 20). Точки пересечения характеристик $H = f(Q)$ машины с характеристикой трубопровода, обозначенные на графике через $\alpha_1, \alpha_2, \alpha \ldots$, определяют режимы работы установки при различных числах оборотов. Из графика видно, что изменением числа оборотов могут быть достигнуты различные расходы $Q'_{рег}, Q''_{рег}, Q'''_{рег} \ldots$ и напоры $H'_{рег}, H''_{рег}, H'''_{рег} ...,$ причем с увеличением числа оборотов расход и напор увеличиваются, я с уменьшением их - убывают. Мощность на валу и к.п.д. могут быть определены из кривых мощности и к.п.д. при указанных числах оборотов по имеющимся значениям расходов $Q'_{рег}, Q''_{рег}, ...$ На графике это показано для числа оборотов n_3.

В отличие от способа регулирования при *n=const* данный способ регулирования дает возможность регулировать расход в любом направлении.

Потери энергии, обусловленные гидравлическим сопротивлением дросселя, здесь не имеют места, и поэтому данный способ в эксплуатации выгоднее первого. Однако применяется он значительно реже. Преобладающее количество центробежных машин небольшой производительности приводится в движение короткозамкнутыми электродвигателями трехфазного тока, изменять число оборотов вала которых с целью регулирования расхода невозможно. В таких случаях для центробежных машин применяют дроссельное регулирование при *n= const*, хотя это и невыгодно.

Мощные центробежные машины снабжают электродвигателями, допускающими плавную или ступенчатую регулировку числа оборотов. Такие электродвигатели дороги и применение их оправдывается в редких случаях. В эксплуатации машинные агрегаты с такими электродвигателями энергетически эффективны и имеют высокие общие к.п.д.

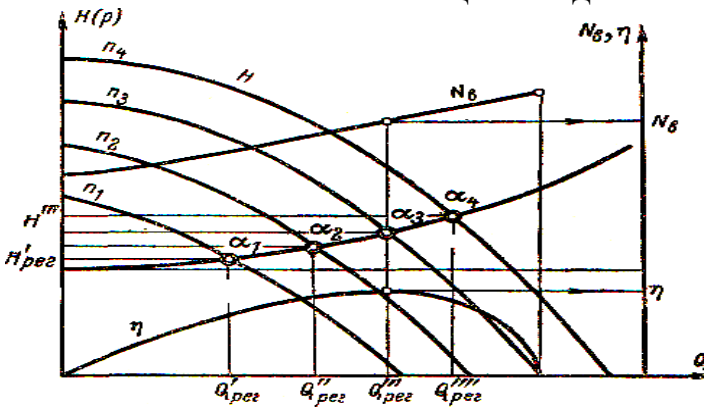


Рис. 20. График регулирования центробежной машины изменением числа оборотов

Крупные центробежные машины (насосы, турбокомпрессоры), применяющиеся в металлургии, химической промышленности и на центральных тепловых электрических станциях, часто выполняются с паротурбинным приводом. Регулирование расхода в таких случаях следует производить изменением числа оборотов вала машины. Для этого можно изменять число оборотов турбины воздействием на ее паровпускное устройство. Можно также включить между валами двигателя и приводимой машины механический вариатор скорости или гидравлическую муфту. Тогда, сохраняя число оборотов вала двигателя постоянным и изменяя передаточное отношение вариатора или гидромуфты, получаем переменное число оборотов вала приводимой машины.

Применение гидромуфт ввиду их высокой стоимости оправдывается только в мощных высокооборотных установках при неглубоком регулировании. Глубокое регулирование гидромуфтой неэффективно, потому что ее к.п.д. снижается пропорционально числу оборотов вала насоса (вентилятора).

Регулирование при помощи гидромуфты существенно выгоднее дроссельного регулирования при *n=const.*

Ввиду высокой стоимости вариаторов и гидромуфт, дающих плавное изменение скорости вала машины, в некоторых случаях целесообразно применение ступенчатого изменения числа оборотов (специальные электродвигатели и ступенчатые вариаторы) с дорегулировкой до требующейся производительности дросселированием. На (рис. 21) показан график такого смешанного регулирования производительности. Пусть основное число оборотов центробежной машины n, а ступенчатым вариатором можно получать числа оборотов $n_1 > n$ и $n_2 < n$. Предположим, что регулированием следует получить расход $Q'_{рег}$. Изменяя число оборотов вариатором скорости до n_1, получаем расход $Q_{рег1}$. Вводя дроссель и создавая

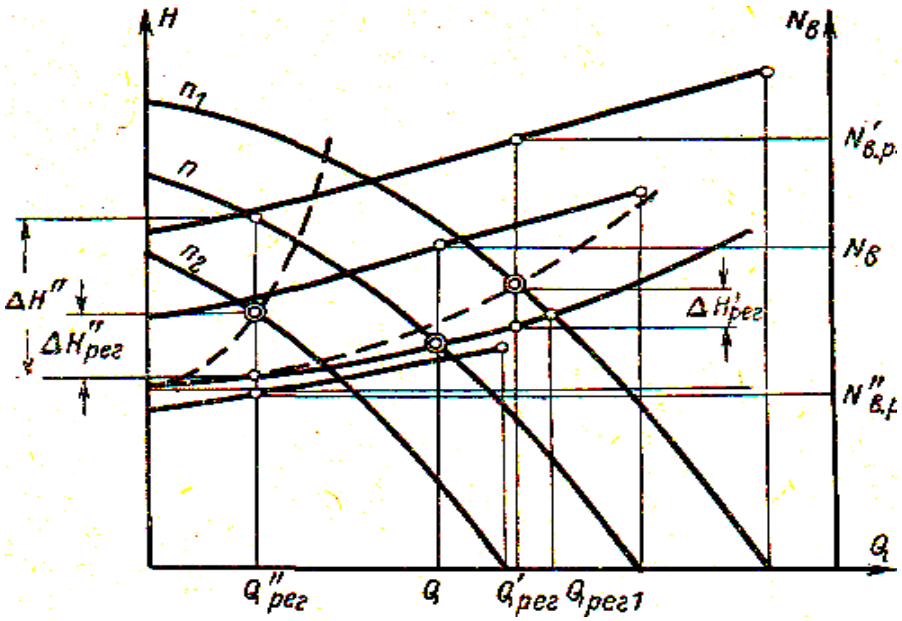


Рис. 21. График смешанного регулирования расхода центробежной машины

им сопротивление $\Delta H'_{рег}$, получаем требующуюся производительность $Q'_{рег}$. Без регулирования числа оборотов получение такой производительности у данной машины было бы невозможно.

Если требуется отрегулировать производительность до $Q''_{рег} < Q$, то следует уменьшить число оборотов до n_2 и дросселем уменьшить напор на $H_{рег}$. При регулировании расхода до $Q''рег$ при числе оборотов n только дросселем потери напора в дросселе составляли бы $\Delta H'' > \Delta H''_{рег}$.

Таким образом, смешанное регулирование со ступенчатым изменением числа оборотов с энергетической стороны более эффективно, чем простое дроссельное регулирование.

1.4.4. Неустойчивость работы турбомашины. Помпаж

В системах, состоящих из центробежных или осевых машин и трубопроводов, могут возникнуть изменения режимов, обусловленные рядом причин.

Срывами потока с лопастей (при дроссельном регулировании до малых расходов). Резким изменением числа оборотов машины (при изменении частоты в электрической сети). Быстрым изменением расходов со стороны потребителей и т. п. Такие возмущения выводят систему из равновесия и в некоторых случаях могут обусловить неустойчивость работы системы, выражающуюся в самопроизвольных колебаниях расхода, давления и мощности.

В тех случаях, когда такие колебания со временем затухают, система является устойчивой. Однако при определенных условиях случайные возмущение вызывают колебания с возрастающей амплитудой, устойчивость не восстанавливается, в системе возникают автоколебания - *помпаж.*

Явление помпажа сходно с явлением резонанса при колебаниях механических систем.

Неустойчивость и помпаж нежелательны вследствие нарушения постоянства рабочего режима установки. Помпаж опасен ввиду резкого, толчкообразного повышения давления в потоке и соответственно увеличения напряжений в рабочих частях системы.

Исследование устойчивости легко провести общеизвестным способом: если, изменив одну из величин, определяющих явление, обнаруживают, что прочие величины стремятся привести процесс в исходное состояние, то процесс устойчив.

Рассмотрим случай работы машины на сеть с малой емкостью (аккумулирующей способностью), как показано на (рис.22). Пусть характеристика сети вследствие наличия в ней дросселя может занимать положения a, b, c, d и e так, что характеристика b касается характеристики машины в точке B_1, c - в точке C_2.

Предположим, что при работе машины в точке D в сети произошло быстрое увеличение расхода; при этом напор машины понизится, а сопротив-

ление сети возрастет. Разность этих напоров уменьшит производительность до величины, соответствующей точке D. Таким образом, изменение расхода вызывает здесь такое изменение напора, которое приводит процесс в исходное состояние.

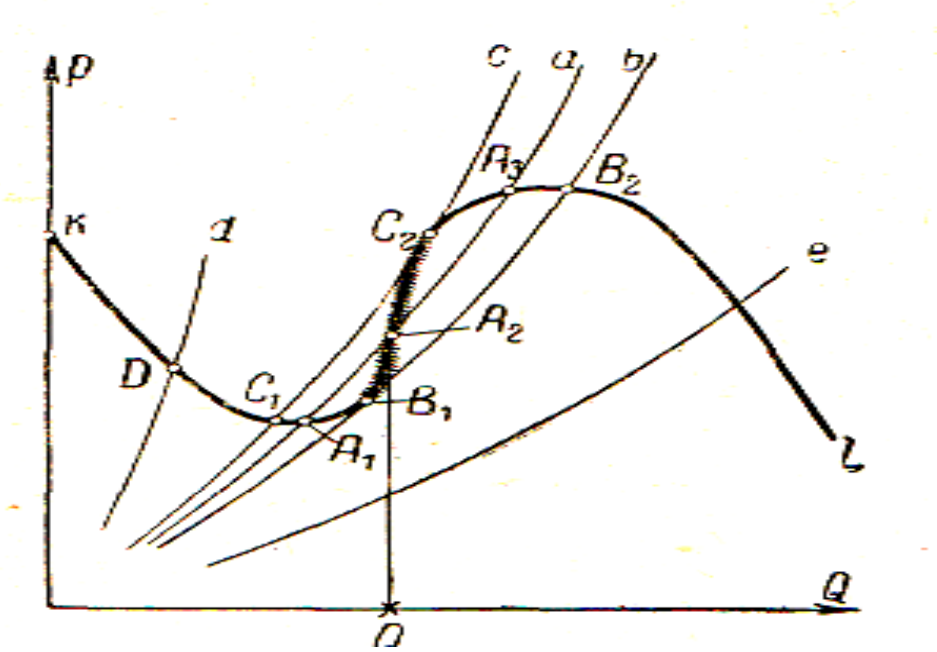


Рис. 22. Исследование устойчивости работы машины на сеть малой емкости.

Если предположить уменьшение расхода при работе в точке D, то возникает разность напоров, действующая со стороны машины, что приводит к возрастанию расхода до исходного (точка D). Это указывает .на устойчивость работы машины в точке D характеристики. Применяя этот способ, можно убедиться в том, что работа машины во всех точках .ветвей KB_1 и C_2L_2 является устойчивой.

Рассмотрим теперь произвольную точку A_2 на ветви B_1C_2 характеристики. Увеличение производительности сверх Q_{A_2}, вызванное внезапным возмущением, обусловливает рост напора машины и дальнейшее самопроизвольное возрастание производительности до величины, соответствующей точке A_3.

При уменьшении расхода сопротивление сети окажется больше напора, создаваемого машиной, и это вызовет дальнейшее уменьшение расхода (до точки A_1) Поэтому ветвь B_1C_2 - неустойчивая часть характеристики. Если каким-то способом машина поставлена для работы в точку A_2 характеристики, то малейшее изменение в сети повлечет за собой «сползание» режима в точку A_1 или A_3. Это и есть неустойчивость. Обобщая эти соображения, можно отметить, что неустойчивой ветвью характеристики является та часть ее, где восходящий участок характеристики машины проходит круче характеристики трубопровода.

Участок неустойчивой работы, очевидно, не может иметь места в тех случаях, когда характеристики машины и сети пересекаются только в одной точке.

Тема 1.5. Законы пропорциональности. Коэффициент быстроходности.

1.5.1. Законы пропорциональности

На основании формул (24), (25), (40) имеем;

$$Q = \frac{D_2^3 n \bar{Q}}{24{,}3}; \tag{42}$$

$$H = \frac{D_2^2 n^2 \bar{H}}{3000}; \tag{43}$$

$$N = \frac{D_2^5 n^3 \bar{N}}{72900}. \tag{44}$$

Две турбомашины одной серии, имеющие рабочие колеса диаметром D_2 и D_2' с одинаковыми углами установки лопаток и работающие со скоростью вращения n и n' на внешнюю сеть с одной и той же характеристикой, имеют сходные режимы, при которых $\bar{Q}$, $\bar{H}$, $\bar{N}$ одинаковы. Поэтому в соответствии с уравнениями (42), (43) и (44) и при постоянной плотности текучего получаются следующие законы пропорциональности для подобных друг другу турбомашин:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'}\left(\frac{D_2}{D_2'}\right)^3; \tag{45}$$

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2\left(\frac{D_2}{D_2'}\right)^2; \tag{46}$$

$$\frac{N}{N'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3\left(\frac{D_2}{D_2'}\right)^5; \tag{47}$$

Законы пропорциональности были экспериментально установлены акад. А. Рато и теоретически подтверждены акад. А. П. Германом.

При различных плотностях текучего в правую часть выражений (46) и (47) должен быть поставлен множитель ρ / ρ''.

Для одной и той же турбомашины $D_2 = (const)$, работающей на внешнюю сеть постоянного эквивалентного отверстия, законы пропорциональности формулируются так:

производительность турбомашины прямо пропорциональна скорости вращения рабочего колеса

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'}; \tag{48}$$

давление, создаваемое турбомашиной, прямо пропорционально квадрату скорости вращения

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2; \tag{49}$$

мощность, потребляемая турбомашиной, прямо пропорциональна кубу скорости вращения

$$\frac{N}{N'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3. \tag{50}$$

Законы пропорциональности несправедливы для турбомашин, работающих с геодезической высотой подачи, на что впервые указал акад. А. П. Герман. Кроме того, при этих законах значение к.п.д. принимается независимо от изменения режима работы неизменным, что неверно, так как при изменении режима работы изменяется к.п.д., следовательно, законы пропорциональности при больших изменениях n несправедливы.

В шахтной практике n изменяется в сравнительно небольших пределах, поэтому расхождение между результатами по этим законам и действительностью невелико и им можно пренебречь.

Из выражений (48) и (50) очевидно соотношение

$$\frac{N}{N'} = \left(\frac{Q}{Q'}\right)^3. \tag{51}$$

1.5.2. Коэффициент быстроходности турбомашин

Классификация турбомашин только по абсолютной величине давления и производительности не дает полного представления об особенностях конструкции турбомашин, так как одна и та же турбомашина может развить различные производительности и давления в зависимости от скорости вращения вала и условий, в которых она работает.

Для более совершенной классификации турбомашин введено понятие о коэффициенте быстроходности (удельном числе оборотов). Удельным числом оборотов n_s называется число оборотов условной турбомашины, которая геометрически подобна во всех деталях рассматриваемой турбомашине и размеры которой подобраны так, что при давлении H_s производительность ее равна Q_s.

Для условной и реальной турбомашин на основании уравнений (45) и (46) можно записать:

$$\frac{Q}{Q_s} = \frac{n}{n_s}\left(\frac{D_2}{D_{2s}}\right)^3; \tag{52}$$

$$\frac{H}{H_s} = \left(\frac{n}{n_s}\right)^2\left(\frac{D_2}{D_{2s}}\right)^2. \tag{53}$$

Решая относительно n_s систему уравнений (52) и (53), получаем

$$n_s = n\frac{H_s^{5/4}Q^{1/2}}{H_s^{5/4}Q^{1/2}} \tag{54}$$

Для вентиляторов принимают Q_s = 1 м^3/сек и H_s = 30 кгс/м^2, .для насосов Q_s = 0,075 м^3/сек и H_s = 1 м вод. ст. Следовательно, для вентиляторов

$$n_s = 12{,}9\frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}, \tag{55}$$

для насосов

$$n_s = 3{,}65n\frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \tag{56}$$

В этих формулах n выражено в об/мин, Q - в м^3/сек, H - в кгс/м^2 (для вентиляторов) и м вод. ст. (для насосов).

Для упрощения в формуле (55) коэффициент 12,9 заменяют единицей. При вычислении n_s принимают режим работы одноступенчатой турбомашины при максимальном к.п.д.

Таким образом, удельное число оборотов n_s, связывающее в единую зависимость основные геометрические и физические параметры турбомашин, является критерием классификации турбомашин по быстроходности.