

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра ЮНЕСКО
«Энергосбережение и возобновляемые источники энергии»

ЭНЕРГОПРЕОБРАЗУЮЩИЕ МАШИНЫ

Методические указания к курсовой работе
для студентов специальности
1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии
и энергетический менеджмент»

Минск
БНТУ
2012

УДК [621.65+621.63+621.51]:378.147.091.313 (075.8)

ББК 31.56я7

31.76я7

Э 65

Составитель *А. Г. Рекс*

Рецензенты :

Г. И. Журавский, В. В. Кузьмич

Методические указания содержат материал, необходимый для выполнения курсовой работы «Расчет колеса центробежного насоса» по дисциплине «Энергопреобразующие машины» для студентов специальности 1 43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент».

© Белорусский национальный
технический университет, 2012

1. ОСНОВНЫЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Устройства для перекачивания жидких сред называются насосами. В центробежных насосах передача энергии потоку перекачиваемой жидкости осуществляется за счет взаимодействия лопаток рабочего колеса с потоком. Под действием центробежной силы жидкость перемещается от центра рабочего колеса к его периферии, и тем самым создается повышенное давление.

Работа насоса характеризуется следующими рабочими параметрами: подачей (производительностью), давлением либо напором, мощностью и коэффициентом полезного действия.

1.1. Подача насоса

Подачей (производительностью) насоса называется количество жидкой среды, подаваемой нагнетателем в единицу времени. В зависимости от способа определения количества среды различают объемную Q и массовую M подачи.

При известной средней скорости $c_{\text{ср}}$ движения потока в напорном трубопроводе и площади поперечного сечения трубопровода F объемная производительность нагнетателя Q определяется выражением

$$Q = c_{\text{ср}} F.$$

Массовая производительность M связана с объемной производительностью выражением

$$M = \rho Q,$$

где ρ – плотность перекачиваемой среды.

Единица измерения объемной производительности – м³/с, а массовой – кг/с.

При отсутствии утечек массовая подача одинакова для всех сечений проточной полости насоса. Подача насоса зависит от разме-

ров и скоростей его рабочих органов, от свойств сети, к которой подключен насос.

1.2. Напор и давление насоса

Давление p насоса представляет собой энергию, сообщенную единице объема перекачиваемой среды. Измеряется давление в Па (Н/м^2) или Дж/м^3 . Напор H нагнетателя – это энергия, переданная единице веса среды. Единица измерения напора – м.

Давление p и напор H связаны соотношением $p = \rho gH$.

Полное давление $p_{\text{п}}$, состоит из статического $p_{\text{ст}}$ и динамического $p_{\text{д}}$ давлений

$$p_{\text{п}} = p_{\text{ст}} + p_{\text{д}}.$$

Динамическое давление можно определить из выражения

$$p_{\text{д}} = \rho c_{\text{ср}}^2 / 2$$

Полное давление, развиваемое насосом, может быть определено из уравнения Бернулли. Полные давления на входе и выходе насоса (рисунок 1) соответственно равны

$$p_{\text{п вх}} = p_{\text{вх}} + \frac{\rho c_{\text{вх}}^2}{2} + \rho g z_{\text{вх}},$$

$$p_{\text{п вых}} = p_{\text{вых}} + \frac{\rho c_{\text{вых}}^2}{2} + \rho g z_{\text{вых}}$$

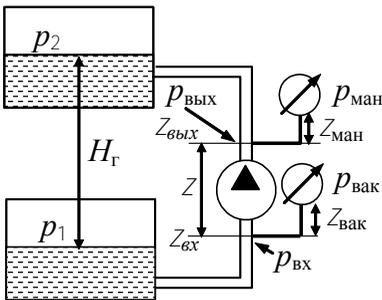


Рисунок 1

где $p_{\text{вх}}$ и $p_{\text{вых}}$ – соответственно пьезометрические давления на входе и выходе насоса, $z_{\text{вх}}$ и $z_{\text{вых}}$, $c_{\text{вх}}$ и $c_{\text{вых}}$ – высоты расположения центров входного и выходного сечений насоса и скорости потока в этих сечениях.

Полные давления на входе и выходе отличаются друг от друга на величину переданной насосом потоку энергии. Поэтому, если пренебречь гидравлическими потерями энергии в проточной полости насоса, создаваемое им давление равно

$$p = p_{\text{ВЫХ}} - p_{\text{ВХ}} + \frac{\rho (c_{\text{ВЫХ}}^2 - c_{\text{ВХ}}^2)}{2} + \rho g (z_{\text{ВЫХ}} - z_{\text{ВХ}})$$

Напор, создаваемый насосом

$$H = \frac{p_{\text{ВЫХ}} - p_{\text{ВХ}}}{\rho g} + \frac{c_{\text{ВЫХ}}^2 - c_{\text{ВХ}}^2}{2g} + (z_{\text{ВЫХ}} - z_{\text{ВХ}})$$

Если величина слагаемого $(c_{\text{ВЫХ}}^2 - c_{\text{ВХ}}^2)/2g$ мала, то полный напор насоса можно представить только статической частью

$$H = \frac{p_{\text{ВЫХ}} - p_{\text{ВХ}}}{\rho g} + (z_{\text{ВЫХ}} - z_{\text{ВХ}})$$

При подключении к входному и выходному сечениям насоса манометра и вакуумметра (рисунок 1) его напор может быть определен по показаниям приборов

$$H = \frac{p_{\text{ман}} + p_{\text{вак}}}{\rho g} + (z_{\text{ман}} - z_{\text{вак}}) + \frac{c_{\text{ВЫХ}}^2 - c_{\text{ВХ}}^2}{2g}$$

где $p_{\text{ман}}$ и $p_{\text{вак}}$ – показания манометра и вакуумметра, $z_{\text{ман}}$ и $z_{\text{вак}}$ – превышение положения манометра и вакуумметра над точками подключения к трубопроводу, z – разность уровней сечений входа и выхода насоса.

Если известны давления в верхнем и нижнем баках, а также положение уровней жидкости в них, напор насоса определяется как

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + H_{\Gamma} + \Delta H_{\text{пот}},$$

где H_{Γ} – полная геометрическая высота подъема жидкости, $\Delta H_{\text{пот}}$ – потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах $\Delta H_{\text{пот}} = \Delta H_{\text{вс}} + \Delta H_{\text{нагн}}$.

Потери напора в трубопроводе определяются как

$$\Delta H_{\text{пот}} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_i \zeta_i \right) \frac{c^2}{2g},$$

где l , d – длина и диаметр трубопровода, λ – гидравлический коэффициент трения в трубах, ζ_i – коэффициенты местных сопротивлений, c – скорость жидкости в трубопроводе. Если задана эквивалентная длина $l_{\text{эkv}}$ местных сопротивлений, то в данную формулу подставляется общая длина $(l + l_{\text{эkv}})$.

1.3. Мощность насоса

Полезной энергией насоса называется энергия, полученная потоком среды от рабочих органов насоса. Эта энергия равна разности энергий потока в выходном и входном патрубках нагнетателя. Полезной мощностью насоса $N_{\text{п}}$ называется полезная энергия в единицу времени.

Единицы измерения мощности – 1 Вт = 1 Дж/с.

Полезная мощность насоса может быть выражена

$$N_{\text{п}} = pQ = \rho QgH = MgH.$$

От вала двигателя к валу насоса передается мощность на валу $N_{\text{в}}$. Мощность, передаваемая насосом потоку жидкой среды, меньше мощности, передаваемой двигателем валу насоса, на величину объемных, механических и гидравлических потерь энергии в насосе.

1.4. Коэффициент полезного действия насоса

Эффективность использования энергии насосом оценивается его полным КПД η , который определяется как отношение полезной мощности к мощности на валу насоса

$$\eta = N_{\text{п}} / N_{\text{в}}$$

В насосх потери мощности подразделяются на механические, гидравлические и объемные. В соответствии с этим вводятся понятия механического $\eta_{\text{м}}$, объемного $\eta_{\text{о}}$ и гидравлического $\eta_{\text{г}}$ коэффициентов полезного действия.

Объемные потери мощности возникают в результате утечек среды через уплотнения в насосе и перетекания жидкости из области высокого давления в области более низкого. Эти потери учитываются объемным КПД $\eta_{\text{о}}$.

Гидравлический КПД $\eta_{\text{г}}$ учитывает потери, возникающие вследствие наличия гидравлических сопротивлений в подводящем и отводящем трубопроводах, в рабочем колесе насоса.

Потери мощности на различные виды трения в рабочем органе насоса являются механическими потерями, и они учитываются механическим КПД $\eta_{\text{м}}$.

Полный КПД равен произведению гидравлического, механического и объемного КПД:

$$\eta = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{о}}$$

1.5. Влияние частоты вращения рабочего колеса на параметры насоса

В предположении постоянства коэффициентов полезного действия $\eta_{\text{о}} = \text{const}$ и $\eta_{\text{г}} = \text{const}$ при изменении частоты вращения $n \rightarrow n'$ параметры насоса можно пересчитать по формулам

$$\frac{Q_1}{Q_1'} = \frac{n'}{n}, \quad \frac{H_1'}{H_1} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2, \quad \frac{N_1'}{N_1} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3$$

1.6. Высота всасывания центробежного насоса

При работе насоса иногда может нарушиться нормальный режим работы и возникнуть кавитация.

Кавитацией называется образование пузырьков газа в объеме движущейся жидкости при снижении гидростатического давления и схлопывание этих пузырьков внутри жидкости в зоне, где давление повышается.

В центробежных насосах кавитация может возникнуть на лопатках вблизи входных кромок, где пониженное давление и максимальная скорость потока жидкости. Понижение давления на входе в насос обусловлено гидравлическими сопротивлениями во всасывающем трубопроводе, необходимостью поднятия жидкости от уровня всасывания до оси насоса, а также пониженным давлением на поверхности жидкости.

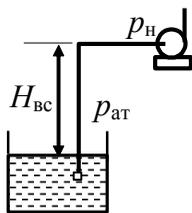


Рисунок 2

Пусть жидкость поднимается из открытого нижнего резервуара к насосу за счет разности атмосферного давления $p_{\text{атм}}$ и давления на входе в насос $p_{\text{н}}$, создаваемой в результате вращения рабочего колеса (рисунок 2). Помимо подъема жидкости на высоту $H_{\text{вс}}$ часть перепада давления расходуется на создание динамического напора жидкости $c_{\text{н}}^2/2g$ и преодоление гидравлических сопротивлений $\Delta H_{\text{пот}}$ во всасывающей трубе. Уравнение всасывания имеет вид

$$\frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{н}}}{\rho g} = H_{\text{вс}} + \frac{c_{\text{н}}^2}{2g} + \sum H_{\text{пот}}.$$

Отсюда высота всасывания равна

$$H_{\text{вс}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{н}}}{\rho g} - \frac{c_{\text{н}}^2}{2g} - \sum H_{\text{пот}}.$$

Высота всасывания зависит от давления на поверхности всасываемой жидкости. Если резервуар открытый, то она зависит от ат-

мосферного давления, и, как следствие, от высоты местности над уровнем моря (табл. 1).

Таблица 1

Среднее атмосферное давление в зависимости от высоты местности над уровнем моря

Высота местности, m	0	100	200	400	600	800	1000	1500
Показание барометра p_{am} , мм.рт.ст.	760	751	742	724	707	690	674	635
Атмосферное давление, м вод.ст.	10,33	10,21	10,1	9,85	9,61	9,38	9,16	8,63

Чтобы не возникла кавитация, давление на входе в насос всегда должно быть больше давления парообразования p_t перекачиваемой жидкости при данной температуре. При несоблюдении этого условия жидкость вскипает, и нарушается нормальная работа насоса. Давление p_t сильно зависит от температуры (табл. 2).

Таблица 2

Давление парообразования воды ($p_t/\rho g$) при разных температурах

$T, ^\circ C$	0	5	10	20	30	40	50
$\frac{p_t}{\rho g}, m$	0,06	0,09	0,12	0,24	0,43	0,75	1,26

Продолжение табл. 2

$T, ^\circ C$	60	70	80	90	100	120
$\frac{p_t}{\rho g}, m$	2,03	3,18	4,83	7,15	10,3	20,2

Разрежение в насосе не должно превышать некоторый предел, учитывающий запас, обеспечивающий отсутствие кавитации. Поэтому в уравнение всасывания вводится запас на кавитацию σH , где

σ – коэффициент кавитации, H – полный напор, создаваемый насосом.

$$\sigma = 0,001218 \frac{n^{4/3} Q^{2/3}}{H}, \quad (n - \text{частота вращения колеса в об/мин.}).$$

Таким образом, предельная высота всасывания определяется выражением

$$H_{вс}^{пред} = \frac{P_{ам} - P_t}{\rho g} - \frac{C_H^2}{2g} - \sum H_{ном} - \sigma H.$$

Предельная высота всасывания зависит от давления на поверхности всасываемой жидкости, от ее температуры, подачи и характеристик трубопровода на участке всасывания.

При некоторых условиях высота всасывания может стать отрицательной, что требует установки насоса ниже уровня всасываемой жидкости. Возможны два различных случая расположения насоса относительно резервуара-источника жидкости (рисунок 3).

В первом случае (рисунок 3а) насос установлен выше резервуара с жидкостью, и это характерно при перекачивании жидкостей с низкой температурой. Установка на рисунке 3б предназначена для насосов, перекачивающих жидкости с высокой температурой, а также при всасывании насосами холодных жидкостей из резервуаров с пониженным давлением.

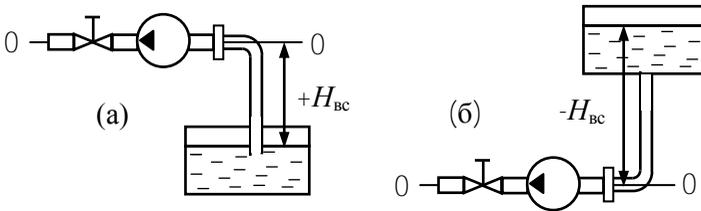


Рисунок 3

2. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

2.1. Устройство рабочего колеса

На рисунке 4 приведен продольный разрез (вдоль оси вала) рабочего колеса центробежного насоса. Межлопастные каналы колеса образуются двумя фасонными дисками 1, 2 и несколькими лопастями 3. Диск 2 называется основным (ведущим) и составляет одно единое целое со ступицей 4. Ступица служит для жесткой посадки колеса на вал 5 насоса. Диск 1 называется покрывающим или передним. Он составляет единое целое с лопастями в насосах.

Рабочее колесо характеризуется следующими геометрическими параметрами: диаметром входа D_0 потока жидкости в колесо, диаметрами входа D_1 и выхода D_2 с лопатки, диаметрами вала d_B и ступицы $d_{ст}$, длиной ступицы $l_{ст}$, шириной лопатки на входе b_1 и выходе b_2 .

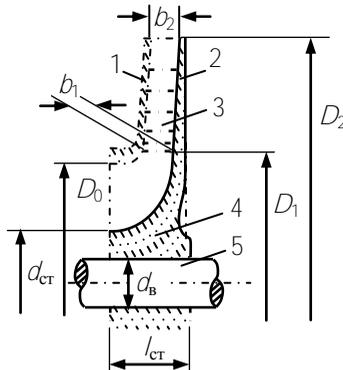


Рисунок 4

2.2. Кинематика потока жидкости в колесе. Треугольники скоростей

Жидкость подводится к рабочему колесу в осевом направлении. Каждая частица жидкости движется с абсолютной скоростью \vec{c} .

Попав в межлопастное пространство, частицы принимают участие в сложном движении.

Движение частицы, вращающейся вместе с колесом, характеризуется вектором окружной (переносной) скорости \vec{u} . Эта скорость направлена по касательной к окружности вращения либо перпендикулярно к радиусу вращения.

Частицы перемещаются также относительно колеса, и это движение характеризуется вектором относительной скорости \vec{w} , направленной по касательной к поверхности лопатки. Эта скорость характеризует движение жидкости относительно лопатки.

Абсолютная скорость движения частиц жидкости равна геометрической сумме векторов окружной и относительной скоростей

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$$

Эти три скорости образуют треугольники скоростей, которые можно построить в любом месте межлопастного канала.

Для рассмотрения кинематики потока жидкости в рабочем колесе принято строить треугольники скоростей на входной и выходной кромках лопатки. На рисунке 5 приведен поперечный разрез колеса насоса, на котором построены треугольники скоростей на входе и выходе межлопастных каналов.

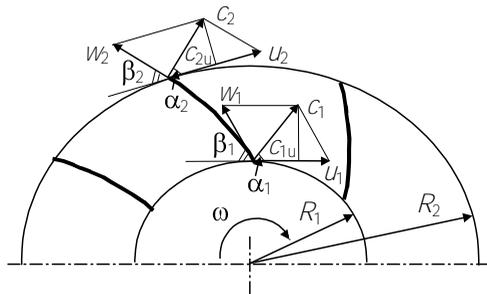


Рисунок 5

В треугольниках скоростей угол α – это угол между векторами абсолютной и окружной скоростей, β – угол между вектором относительной и обратным продолжением вектора окружной скорости. Углы β_1 и β_2 называются углами входа и выхода с лопатки.

Окружная скорость жидкости равна

$$u = \frac{\pi D n}{60},$$

где n – частота вращения рабочего колеса, об/мин.

Для описания потока жидкости используются также проекции скоростей c_u и c_r . Проекция c_u – это проекция абсолютной скорости на направление окружной скорости, c_r – проекция абсолютной скорости на направление радиуса (меридиональная скорость).

Из треугольников скоростей следует

$$\begin{aligned} c_{1u} &= c_1 \cos \alpha_1, & c_{2u} &= c_2 \cos \alpha_2, \\ c_{1r} &= c_1 \sin \alpha_1, & c_{2r} &= c_2 \sin \alpha_2. \end{aligned}$$

Треугольники скоростей удобнее строить вне рабочего колеса. Для этого выбирается система координат, в которой вертикальное направление совпадает с направлением радиуса, а горизонтальное – с направлением окружной скорости. Тогда в выбранной системе координат треугольники входа (а) и выхода (б) имеют вид, показанный на рисунке 6.

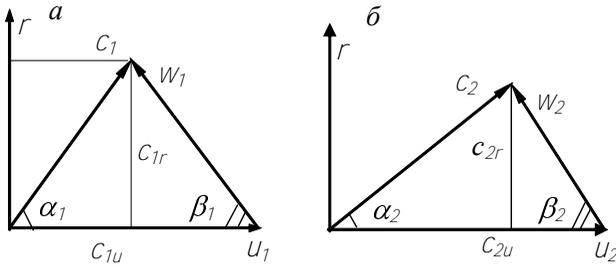


Рисунок 6

Треугольники скоростей позволяют определить величины скоростей и проекций скоростей, необходимых для расчета теоретического напора жидкости на выходе колеса нагнетателя

$$H_m = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}.$$

Данное выражение называется уравнением Эйлера. Действительный напор определяется выражением

$$H = \mu \eta_r H_T,$$

где μ – коэффициент, учитывающий конечное число лопастей, η_r – гидравлический КПД. В приближенных расчетах $\mu \approx 0,9$. Более точное его значение рассчитывается по формуле Стодолы.

2.3. Типы рабочих колес

Конструкция рабочего колеса определяется коэффициентом быстроходности n_s , который является критерием подобия для нагнетательных устройств и равен

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}.$$

В зависимости от величины коэффициента быстроходности рабочие колеса разделяют на пять основных типов, которые показаны на рисунке 7. Каждому из приведенного типа колеса соответствуют определенные форма колеса и соотношение D_2/D_0 . При малых Q и больших H , соответствующих малым значениям n_s , колеса имеют узкую проточную полость и самое большое отношение D_2/D_0 . С увеличением Q и уменьшением H (n_s возрастает) пропускная способность колеса должна расти, и поэтому его ширина увеличивается. Коэффициенты быстроходности и соотношения D_2/D_0 для различных типов колес приведены в табл. 3.

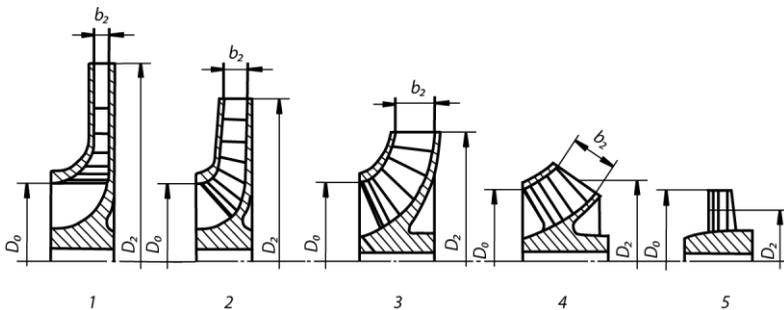


Рисунок 7

Таблица 3

Коэффициенты быстроходности и соотношения D_2/D_0 для колес различной быстроходности

Тип колеса	Коэффициент быстроходности n_s	Соотношение D_2/D_0
Тихоходное	40÷80	До 2,5
Нормальной быстроходности	80÷150	До 2
Быстроходное	150÷300	1,8 ÷ 1,4
Диагональное	300÷500	1,2 ÷ 1,1
Осевое	500 ÷ 1500	1

2.4. Упрощенный способ расчета рабочего колеса центробежного насоса

Заданы производительность насоса, давления на поверхностях всасываемой и нагнетаемой жидкости, параметры подключенных к насосу трубопроводов. Задача состоит в расчете колеса центробежного насоса, и включает в себя расчет основных его геометрических размеров и скоростей в проточной полости. Необходимо также определить предельную высоту всасывания, обеспечивающую бескавитационный режим работы насоса.

Начинается расчет с выбора конструктивного типа насоса. Для подбора насоса необходимо рассчитать его напор H . По известным H и Q , используя полные индивидуальные либо универсальные характеристики, приведенные в каталогах или литературных источниках (например [1, 3]), подбирается насос. Выбирается частота вращения n вала насоса.

Для определения конструктивного типа рабочего колеса насоса рассчитывается коэффициент быстроходности n_s .

Определяется полный КПД насоса $\eta = \eta_m \eta_r \eta_o$. Механический КПД принимается в пределах 0,92-0,96. У современных насосов значения η_o лежат в пределах 0,85-0,98, а η_r – в пределах 0,8-0,96.

Коэффициент полезного действия η_o можно рассчитать по ориентировочному выражению

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + an_s^{-0.66}}.$$

Для расчета гидравлического КПД можно использовать формулу

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{\left(D_{1п} - 0,172 \right)^2},$$

где $D_{1п}$ – приведенный диаметр на входе, соответствующий живому сечению входа в рабочее колесо и определяемый выражением

$$D_{1п} = \sqrt{D_0^2 - d_{ст}^2}. \quad D_0 \text{ и } d_{ст} \text{ – соответственно диаметр входа жидкости в рабочее колесо и диаметр ступицы колеса. Приведенный диаметр связан с подачей } Q \text{ и } n \text{ соотношением } D_{1п} = 4,25\sqrt[3]{Q/n}.$$

Потребляемая мощность насоса равна $N_B = \rho QgH/\eta$. Она связана с крутящим моментом, действующим на вал, соотношением $M = 9,6N_B/n$. В данном выражении единицы измерения n – об/мин.

На вал насоса в основном действует скручивающее усилие, обусловленное моментом M , а также поперечные и центробежные силы. По условиям скручивания диаметр вала рассчитывается по формуле

$$d_B = \sqrt[3]{M / (0,2\tau_{доп})},$$

где τ – напряжение кручения. Его величина может задаваться в диапазоне от $1,2 \cdot 10^7$ до $2,0 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$.

Диаметр ступицы принимается равным $d_{ст} = (1,2 \div 1,4) d_B$, ее длина определяется из соотношения $l_{ст} = (1 \div 1,5) d_{ст}$.

Диаметр входа в колесо насоса определяется по приведенному диаметру $D_0 = D_{1п} = \sqrt{D_{1п}^2 + d_{ст}^2}$.

С целью вынесения входной кромки рабочей лопасти из зоны поворота потока в область плоского течения диаметр входа потока на лопатку D_1 выбирается немного большим по сравнению с D_0 , и он равен $D_1 = D_0 + 0,02 \text{ (м)}$.

Для определения параметров колеса и скоростей потока жидкости используются треугольники скоростей входа и выхода.

Окружная скорость жидкости на входе на лопатки равна

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}.$$

Скорость входа потока жидкости в рабочее колесо

$$c_0 = \frac{4Q}{\pi(D_0^2 - d_{ст}^2)\eta_0}.$$

Угол входа находится из треугольника скоростей входа. Предполагая, что скорость входа потока жидкости в рабочее колесо равна скорости входа на лопатку, а также при условии радиального входа, т.е. $c_0 = c_1 = c_{1r}$, можно определить тангенс угла входа на лопатку

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1}.$$

С учетом угла атаки i угол лопасти на входе $\beta_{1л} = \beta_1 + i$. Потери энергии в рабочем колесе зависят от угла атаки. Для отогнутых назад лопаток оптимальный угол атаки лежит в диапазоне от -3° до $+4^\circ$.

Ширина лопасти на входе определяется на основании закона сохранения массы

$$b_1 = \frac{Q}{\pi D_1 c_1 \mu_1},$$

где μ_1 – коэффициент стеснения входного сечения колеса кромками лопаток. В ориентировочных расчетах принимается $\mu_1 \approx 0,9$.

При радиальном входе в межлопастные каналы ($c_{1u} = 0$) из уравнения Эйлера для напора можно получить выражение для окружной скорости на выходе колеса

$$u_2 = \frac{1}{2} c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2 + \sqrt{\left(\frac{c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2}{2}\right)^2 + \frac{gH}{\eta_r}}.$$

Угол β_2 выбирается в диапазоне от 15 до 40°. Его при уточнении расчетов необходимо в дальнейшем подкорректировать так, чтобы колесо имело 8÷12 лопастей. Лопаточный угол равен $\beta_{2л} = \beta_2 + 2$.

Диаметр выхода с лопатки рассчитывается по формуле

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi n}.$$

Ширина лопасти на выходе определяется из закона сохранения массы при условии $c_{1r} = c_{2r}$. Определив отношение диаметров выхода и входа $m = D_2/D_1$, можно найти

$$b_2 = b_1 \frac{D_1}{D_2}.$$

Выбор числа лопастей производится так, чтобы обеспечить максимальный КПД. При малом числе лопастей интенсивно образуются вихревые зоны в широких межлопастных каналах, которые являются дополнительным источником потерь энергии. Если колесо имеет слишком большое число лопастей, потери увеличиваются из-за возрастания поверхностей трения. Оптимальное число лопастей рассчитывается по эмпирической формуле Пфлейдерера

$$z = 6,5 \frac{m+1}{m-1} \sin \frac{\beta_{1л} + \beta_{2л}}{2}, \quad m = D_2/D_1.$$

Литература

1. Черкасский, В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В. М. Черкасский. – М. : Энергоиздат, 1984. – 415 с.
2. Поляков, В. В. Насосы и вентиляторы / В. В. Поляков, Л. С. Скворцов. – М. : Стройиздат. – 1990. – 336 с.
3. Калинушкин, М. П. Насосы и вентиляторы / М. П. Калинушкин. – М. : Высшая школа, 1987. – 178 с.

СОДЕРЖАНИЕ

1. ОСНОВНЫЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ.....	3
1.1. Подача насоса	3
1.2. Напор и давление насоса	4
1.3. Мощность насоса.....	6
1.4. Коэффициент полезного действия насоса.....	7
1.5. Влияние частоты вращения рабочего колеса на параметры насоса.....	7
1.6. Высота всасывания центробежного насоса	8
2. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА	11
2.1. Устройство рабочего колеса.....	11
2.2. Кинематика потока жидкости в колесе. Треугольники скоростей.....	11
2.3. Типы рабочих колес	14
2.4. Упрощенный способ расчета рабочего колеса центробежного насоса.....	15
ЛИТЕРАТУРА	18

Учебное издание

ЭНЕРГОПРЕОБРАЗУЮЩИЕ МАШИНЫ

Методические указания к курсовой работе
для студентов специальности

1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии
и энергетический менеджмент»

Составитель **РЕКС** Александр Георгиевич

Технический редактор О. В. Песенько

Подписано в печать 20.08.2012. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 1,16. Уч.-изд. л. 0,01. Тираж 100. Заказ 905.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет. ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.