

Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Тихоокеанский государственный университет»

**РАСЧЕТ СУДОВЫХ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ
МЕХАНИЗМОВ И СИСТЕМ**

Методические указания по выполнению курсовой работы
и практических занятий для студентов специальности 240500
по курсу «Судовые вспомогательные механизмы, системы,
устройства и их эксплуатация»

Хабаровск
Издательство ТОГУ
2006

УДК 621.431.74: 621. 436 – 52 (07)

Расчет судовых вспомогательных механизмов и систем: методические указания по выполнению курсовой работы и практических занятий для студентов специальности 240500 по курсу «Судовые вспомогательные механизмы, системы, устройства и их эксплуатация»/ сост. А. Ф. Сорюс. – Хабаровск : Изд-во Тихоокеанского гос. ун-та, 2006. – с.

Методические указания разработаны на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания». В них изложена методика расчета гидравлических систем на примере осушительной системы и основного механизма системы центробежного насоса. Рассмотрена методика построения профиля лопатки рабочего колеса, отводящего канала.

Печатается в соответствии с решениями кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» и методического совета института транспорта и энергетики.

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания к курсовой работе по дисциплине «Судовые вспомогательные механизмы, системы устройства и их эксплуатация» предназначены для более глубокого изучения основных разделов курса, связанных с безопасностью и жизнедеятельностью судна.

В процессе выполнения курсовой работы студенты проводят проверочные расчеты основных систем судна и их основного механизма – центробежного насоса. компоновка судовых систем должна выполняться в соответствии с Правилами Регистра РФ. Прототип центробежного насоса выбирается согласно типоразмерному ряду.

Пояснительная записка и чертежи оформляются в соответствии с правилами единой системы конструкторской документации (ЕСКД). Объем пояснительной записки составляет 12–15 страниц текста и 5 графиков формата А4.

Методические указания разработаны для студентов заочного и очного обучения специальности «Эксплуатация судовых энергетических установок» (240500).

1. Расчёт осушительной системы и центробежного насоса

При расчёте судовых систем необходимо определить комплектацию системы основными устройствами и механизмами, рассчитать их основные параметры и изобразить на схеме, рис. 1 (формат А4).

Задание на курсовую работу выдаётся с учётом проекта судна, на котором студент проходил практику или работает.

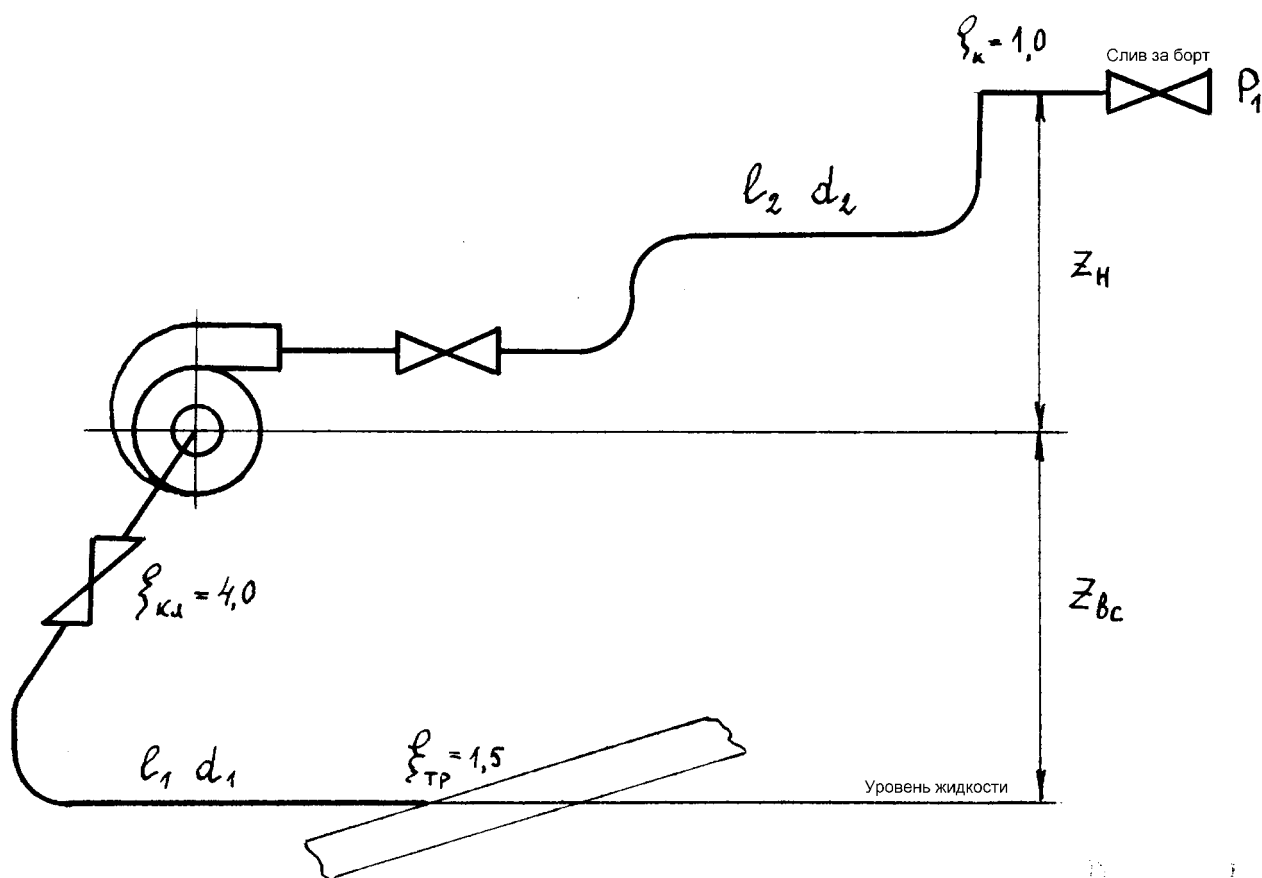


Рис. 1. Схема системы

1.1. Расчёт осушительной системы

Комплектация осушительной и других систем зависит от типа проекта и определяется Правилами Регистра.

Поддача осушительного насоса, м³/ч

$$Q = 3600 \frac{\pi d^2}{4} v, \quad (1)$$

где D – внутренний диаметр трубопровода, мм

$$d = 1,68\sqrt{L(B + H)} + 25 \text{ мм.} \quad (2)$$

Размеры проекта L, B, H подставляются в формулу в метрах;

v – скорость движения воды в системе. Принимается $v=2$ м/с

Диаметры трубопроводов к сточным колодцам, мм

$$d_0 = 2,15\sqrt{l(B + H)} + 25 \quad (3)$$

где l – длина днища осушаемого стока, м.

По правилам Регистра d_0 должен быть не менее 49 мм, d – не менее диаметра приёмного патрубка насоса.

Для определения напора (H) необходимо произвести гидравлический расчёт трубопровода.

Напор, который должен развивать насос, мм. вод. ст.

$$H = z_{вс} + z_{н} + \sum h_{вс} + \sum h_{н} + 10P_I \quad (4)$$

где $z_{вс}, z_{н}$ – высота всасывания и нагнетания;

$\sum h_{вс}$ и $\sum h_{н}$ – суммарные потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

P_I – наибольшее избыточное давление, кгс/см², в резервуаре.

Потери напора состоят из потерь на трение (h_{TP}) и потерь в местных сопротивлениях (h_M)

$$h = h_{TP} + h_M. \quad (5)$$

Потери напора на преодоление трения

$$\sum h_{TP} = \lambda \frac{\sum l}{d} \frac{v^2}{2g} \gamma \text{ м.вод.ст.} \quad (6)$$

где $\sum l$ – суммарная длина трубопровода, м;

d – внутренний диаметр трубы, м;

v – скорость жидкости, м/с;

g – ускорение силы тяжести, равное 9,81 м/с²

γ – удельный вес жидкости;

λ – коэффициент, зависящий от условий трения.

Для правильной оценки λ важное значение имеет число Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (7)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости.

$$\nu = \frac{\mu g}{\gamma_0}, \quad (8)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости жидкости, кгс/см³;

$$g = 9,81 \text{ см/с}^2.$$

$$\text{Для воды: } \nu \cong 1,145 \times 10^{-6} \text{ м/с}^2$$

В зависимости от значения Re для определения λ используются различные выражения.

Так при

$$Re \leq 2300 \quad - \quad \lambda = \frac{64}{Re}, \quad (8)$$

(не зависит от шероховатости);

$$Re \geq 2300 \quad - \quad \lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}, \quad (9)$$

(ламинарное движение);

$$Re \geq \frac{59,5}{\varepsilon^{1,143}} \quad - \quad \lambda = 0,093 \sqrt[4]{\varepsilon}, \quad (10)$$

(влияние шероховатости).

$$\varepsilon = \frac{2e}{d},$$

где e – абсолютная геометрическая шероховатость для стальных труб $e = 0,15$ мм.

$$\text{При } Re > 10^5 \quad - \quad \lambda = 0,138 Re^{-0,18} \quad (11)$$

Коэффициент λ также можно оценить графически [5, рис. 27].

Скорость движения жидкости в трубопроводе в основных системах принимается равной 2 м/с, либо определяется:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2 3600} \cdot 10^6, \text{ м/с} \quad (12)$$

где d в мм .

Так как $v_{sc} = v_n = v$ потери на преодоление трения определяются по формуле (6) при $\Sigma l = \Sigma l_{sc} + \Sigma l_n$

Потери напора в местных сопротивлениях

$$\Sigma h_M = \Sigma \xi_M \frac{v^2}{2g}, \text{ м. вод. ст.} \quad (13)$$

ξ_m – коэффициент, характеризующий потери в том или ином местном сопротивлении определяемый по справочникам [4, с. 291].

По формуле (4) определяется потребный напор насоса и по графику [1, с. 69] выбираем прототип насоса (или по результатам практики).

2. Расчет центробежного насоса

2.1. Основные параметры насоса

Принимается скорость вращения электродвигателя переменного тока, предусматриваемого для непосредственного привода центробежного насоса. Из ряда скоростей – 730, 960, 1450, 2900 об/мин выбирается в первом приближении число оборотов n в минуту с таким расчётом, чтобы коэффициент

быстроходности $n_s = n \cdot 3,65 \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$, об/мин (14), соответствовал бы нормально-

му центробежному насосу, у которого $n_s = 70 \div 150$. Причём, когда значение n_s получается слишком большим даже при сравнительно малом n , то следует у насоса предусмотреть двухсторонний подвод жидкости и в формулу n_s подставлять $Q/2$ вместо Q .

Мощность, потребляемая насосом

$$N = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{3600 \cdot 102 \cdot \eta}, \text{ кВт,} \quad (15)$$

где γ – удельный вес воды, равный для пресной воды 1000 кгс/м³;

η – общий КПД насоса, величина которого принимается в пределах

$$0,6 \div 0,75.$$

По принятой величине n вычисляется соответствующий ей крутящий момент на валу насоса

$$M_{кр} = 97500 N/n, \text{ кгс}\cdot\text{см.} \quad (16)$$

Наименьший диаметр вала насоса определяется по допускаемому напряжению на кручение. Для углеродистой стали марки “Сталь 45” допускаемое касательное напряжение $[\tau]$ можно брать до $300 \div 400 \text{ кгс/см}^2$.

$$\text{Наименьший диаметр вала} \quad d = \sqrt[3]{\frac{16M_{кр}}{\pi[\tau]}}, \text{ см.} \quad (17)$$

Полученная величина округляется в большую сторону до окончания на ноль или пять. Её допустимо увеличивать конструктивно.

2.2. Расчет рабочего колеса

Геометрические расчётные величины приведены на схеме рабочего колеса насоса с односторонним подводом жидкости, изображённой на рис. 2. При оформлении работы эта схема или схема насоса с двухсторонним подводом жидкости, представляющие собою меридиональные сечения рабочих колёс, должны быть вычерчены в масштабе согласно расчёту (формат А4).

Диаметр втулки рабочего колеса устанавливается конструктивно $d_{BT} = (1,2 \div 1,6) d$.

Диаметр входного сечения колеса насоса $D_0 = 2r_0$ находится по скорости v_0 в этом сечении. Составляется уравнение расхода:

$$\frac{Q}{3600 \cdot \eta_o} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{BT}^2) \cdot v_0, \quad (18)$$

где размеры d_{BT} в м, а скорость в м/с, и η_o – объёмный КПД насоса, равный $0,9 \div 0,95$.

Уравнение решается относительно искомой величины,

$$D_0 = \sqrt{\frac{4Q}{3600 \cdot \eta_o \cdot v_0 \cdot \pi} + d_{BT}^2}, \text{ м} \quad (19)$$

От d_{BT} диаметр D_0 зависит очень слабо и при ориентировочных расчётах размером d_{BT} можно пренебрегать. Главным выступает скорость v_0 , которую желательно задавать приблизительно равной скорости входа жидкости во всасывающем патрубке насоса, т.е. для воды ≈ 2 м/с. не большей, чем в формуле

$$v_0 = (0,06 - 0,08) \sqrt[3]{\frac{Q \cdot n^2}{3600}}, \text{ м/с.} \quad (20)$$

Последним вычислением D_0 и v_0 заканчивается предварительный расчёт насоса со стороны входа жидкости в колесо. Окончательные значения D_0 и v_0 устанавливаются после расчёта со стороны выхода.

Расчёт со стороны выхода начинается с определения теоретического напора насоса по гидравлическому КПД $\eta_r=0,85 \div 0,95$

$$H_m = H / \eta_r, \text{ м.} \quad (21)$$

Окружная скорость на внешней окружности рабочего колеса:

$$U_2 = K_{u2} \sqrt{2gH_T}, \text{ м/с,} \quad (22)$$

где K_{u2} – коэффициент для нормального центробежного насоса равен 1.

В случае необходимости, когда у насоса пониженный коэффициент быстроходности n_s , он может быть уменьшен до 0,9.

Переходя к построению треугольника скоростей жидкости на выходе из лопастной решётки рабочего колеса насоса, подсчитывается сначала проекция абсолютной скорости на окружную

$$v_{2u} = g \cdot H_m / U_2, \text{ м/с.} \quad (23)$$

При $K_{u2}=1$ получается $v_{2u} = U_2/2$. Тогда треугольник скоростей, показанный на рис.2 становится равнобедренным. Отклонение от равнобедренности допускается в обе стороны. Главной величиной при этом выступает угол установки лопасти на входе или угол β_2 между относительной скоростью движения жидкости по лопасти W_2 и окружной скоростью U_2 .

Задаваясь углом $\beta_2 = 29 \div 30^\circ$, определяется высота треугольника в виде радиальной скорости

$$U_{2r} = (U_2 - U_{2u}) \operatorname{tg} \beta_2. \quad (24)$$

Скорость U_{2r} должна быть равна скорости жидкости во входном сечении U_0 или несколько превышать её, но составлять не более 4 м/с. В противном случае треугольник скоростей на выходе из колеса следует видоизменить за счёт коэффициента K_{u2} и угла β_2 , а также за счёт скорости U_0 .

Необходимо учитывать, что скорость U_0 , U_{2r} и у треугольника на входе в колесо радиальную скорость U_{1r} желательно по возможности уменьшать.

Вычерчивается в масштабе окончательно установленный треугольник скоростей на выходе из колеса так, как он приведён на рис. 2. Треугольник скоростей на входе подстраивается к нему в дальнейшем.

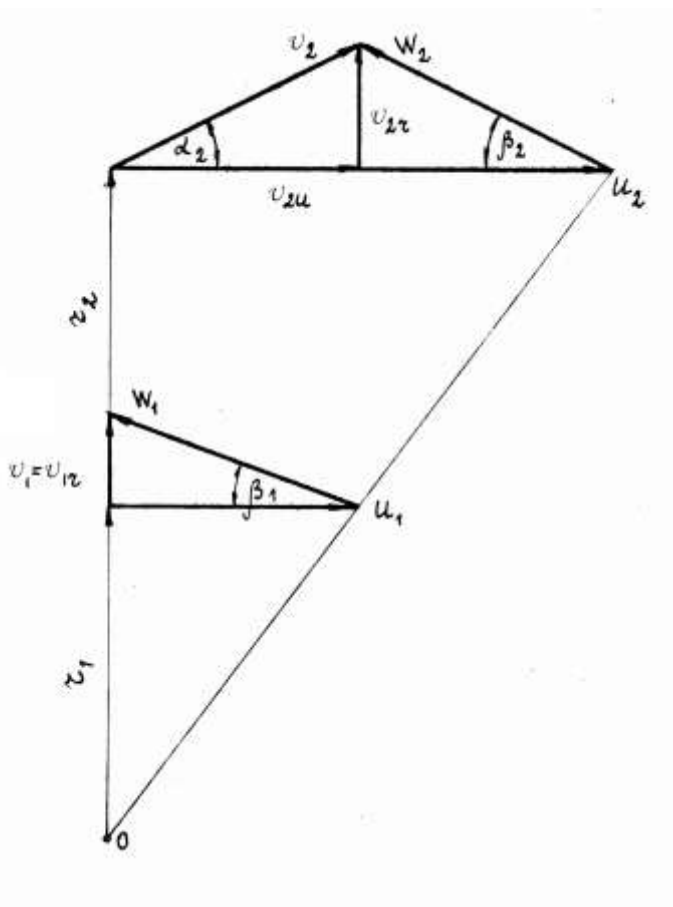


Рис. 2. Треугольник скоростей

По скорости U_2 вычисляется наружный диаметр рабочего колеса насоса

$$D_2 = 2 \cdot r_2, \quad D_2 = 60 \cdot U_2 / (\pi \cdot n), \text{ м.} \quad (25)$$

Пользуясь известными соотношениями в треугольнике скоростей на выходе, расчётом находится относительная скорость W_2 и U_2 абсолютная скорость, а также угол α_2 .

У треугольника скоростей на входе в колесо принимаются два условия.

Радиальная скорость $U_{1r} = U_{2r}$ и угол $\beta_1 \approx \beta_2$. Или $\beta_1 = \beta_2 - (0 \div 3^\circ)$.

Окружная скорость лопастей насоса примерно на середине входных кромок определяется по формуле:

$$U_1 = U_{1r} \cdot \operatorname{ctg} \beta_1. \quad (26)$$

Диаметр положения средних точек входных кромок на меридиональном сечении рабочего колеса $D_1 = 2 \cdot r_1$, подсчитывается по зависимости

$$D_1 = 60 \cdot U_1 / (\pi \cdot n), \text{ м.} \quad (27)$$

У нормального центробежного насоса отношение $D_2 / D_1 \approx 2$ и при $h_s = 70 \div 150$ должно заключаться в пределах $3,0 \div 1,5$. Причём должно получаться $D_1 \leq D_0$. Иначе необходимо подправить углы β_1 и возможно β_2 у треугольников скоростей.

Строится треугольник скоростей на входе в колесо в том же масштабе и на одном чертеже с треугольником скоростей на выходе, как показано на рис. 3 (формат А4).

2.3. Построение канала рабочего колеса

Вычисляется ширина меридионального канала на выходе из колеса

$$b_2 = \frac{Q}{3600 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot v_{2r} \cdot \eta_0}, \text{ м.} \quad (28)$$

Ширина меридионального канала на входе в колесо

$$b_1 = \frac{D_2 \cdot v_{2r} \cdot b_2}{D_1 \cdot v_{1r}}, \text{ м.} \quad (29)$$

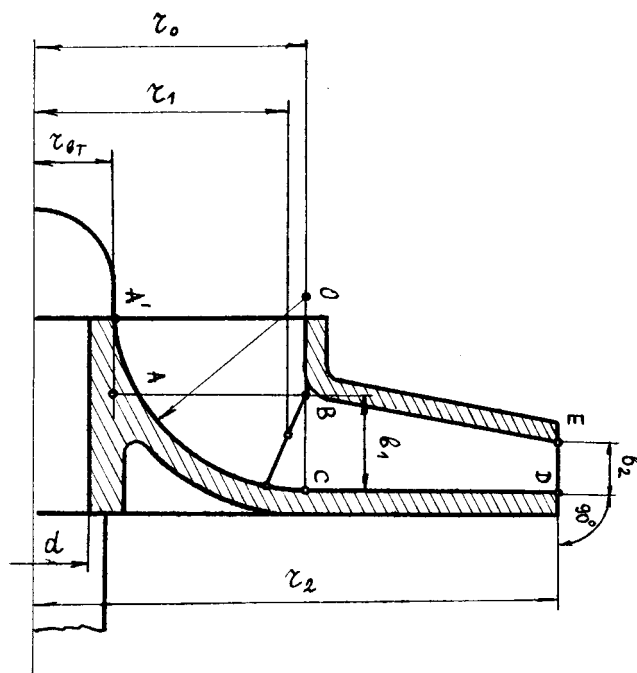


Рис. 3. Канал рабочего колеса

Теперь строится меридиональное сечение рабочего колеса в масштабе, как показано на рис. 3. Прежде всего, на чертеже проводится осевая линия вращения колеса и откладывается его внутренний диаметр посадки на вал насоса d .

Затем откладывается радиус втулки $r_{em} = d_{em} / 2$ и радиус входного сечения $r_0 = D_0 / 2$. Получаются точки А и В.

Через точку В проводится линия, параллельная оси вращения колеса, и от неё на расстоянии b_1 по линии наносится точка С. Должно получиться $b_1 = BC \leq AB$.

Далее от точки С в обратную сторону откладывается точка О на таком расстоянии, чтобы, вставив циркуль в точку О и проводя дугу через точку С, эта дуга прошла бы через точку А, лежащую на радиусе r_{em} и образующую точку сопряжения с наружным контуром гайки-обтекателя у насоса с одно-сторонним подводом жидкости точки О и А' располагаются на одном пер-

пендикуляре к оси вращения колеса, чтобы в точке A' дуга радиусом OA' сопрягалась бы с наружным контуром фигурной втулки, одеваемой на вал насоса с каждой стороны колеса.

Затем откладывается радиус положения средней точки входной кромки лопасти $r_1 = D_1/2$. Относительно неё и через неё чертится положение входной кромки на меридиональном сечении колеса под углом к оси колеса не более 30° .

От точки C проводится перпендикуляр к оси вращения колеса до точки D , откладываемой от оси вращения колеса на расстоянии r_2 .

Последняя точка E располагается на расстоянии b_2 от точки D по линии постоянных диаметров D_2 .

Кривая линия BE вычерчивается приближённо, на глаз. Толщина стенок на меридиальном сечении литого колеса назначается по прототипу. Вычерчиваются остальные детали сечения.

Построение радиального сечения рабочего колеса, сечения поперёк оси его вращения, ограничивается вычерчиванием в масштабе профилей двух соседних лопастей, как показано на рис. 4 (формат А4).

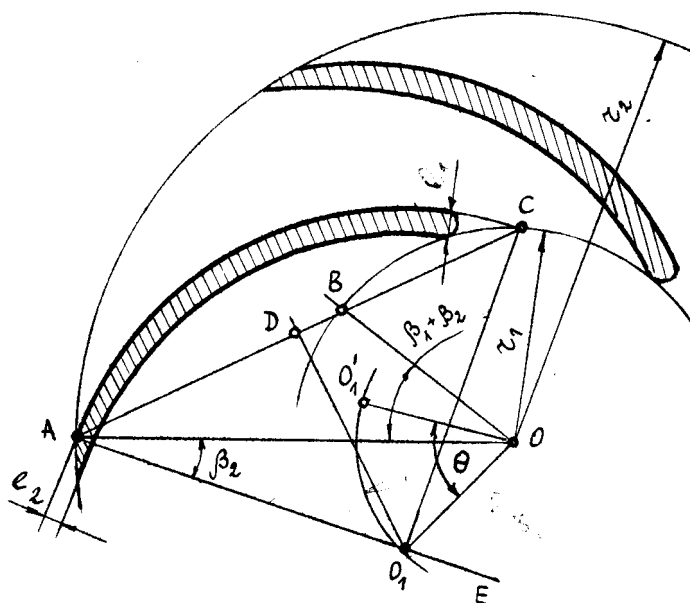


Рис. 4. Построение профиля лопатки

От центра O двух concentрических окружностей радиусов r_1 и r_2 проводится луч OA в произвольном направлении и от этого направления откладываются углы β_2 с вершиной в точке A и сумма $\beta_1 + \beta_2$ с вершиной в точке C . Сумма углов определяет положение точки B , через которую из точки A проводится прямая линия до пересечения с окружностью радиуса r_1 в точке C .

Линия AC делится пополам точкой D , из которой восстанавливается перпендикуляр до пересечения с линией AE в точке O_1 .

Так находится положение точки O_1 , которая является центром при вычерчивании дуги AC радиусом $O_1A = O_1C$. Эта дуга описывает рабочую сторону профиля лопасти, относящегося к средней линии канала в меридиональном сечении колеса.

Отложив толщину лопасти на входе $l_1 = (0,2 \cdot \pi \cdot D_1 / z) \cdot \sin \beta_1$ и на выходе $l_2 = (0,1 \cdot \pi \cdot D_2 / z) \cdot \sin \beta_2$, построение профиля лопасти завершается с тыльной стороны. Центр второй дуги, одинаковой с первой кривизны, находится обычными засечками.

Число лопастей рабочего колеса можно установить по формуле

$$Z = 6,5(r_2 + r_1) / (r_2 - r_1) \cdot \sin \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right), \quad (30)$$

Установив число лопастей, построение одного профиля дополняется вторым таким же профилем, сходственные точки которого образуют с центром O центральный угол $\theta = 360^\circ / z$.

Вычерчивание двух профилей требуется для иллюстрации формы межлопаточного канала в радиальном сечении колеса. Ширина межлопаточного канала на входе должна быть не менее 2-х толщин лопастей l_1 .

2.4. Расчет спирально–отливного канала

Спирально-отливной канал или улитка, объемлющая рабочее колесо насоса, предназначена для сбора жидкости, выходящей из колеса с абсолютной скоростью v_2 , и торможения её до скорости в выходном патрубке, приблизительно равной v_{2r} . Поэтому среднюю скорость во всех поперечных сечениях спирального канала принять по зависимости, $v_{ск}=(v_2+v_{2r})/2$.

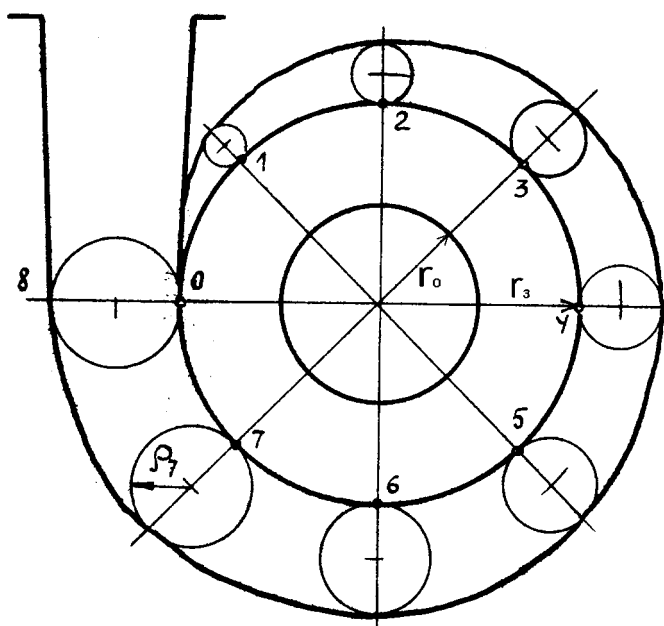


Рис. 5. Улитка насоса

На рис. 5 приведена конструктивная схема спирально-отливного канала, которая должна быть построена в масштабе. Сначала вычерчиваются две концентрические окружности. Одна радиусом r_0 , даёт очертания входного сечения перед рабочим колесом. Другая – радиусом $r_3 = (1,03 \div 1,05) \cdot r_2$, характеризует размер спирального неподвижного канала на выходе из вращающегося рабочего колеса с учётом необходимого зазора.

Затем окружность радиуса r_3 делится, например, на восемь равных частей для построения восьми поперечных сечений улитки.

Площади поперечных сечений в порядке нумерации от 0 до 8 соответственно будут равны

$$F_0=0 \quad (31)$$

$$F_1=Q/(3600 \cdot 8 \cdot v_{ск})$$

$$F_2=2Q/(3600 \cdot 8 \cdot v_{ск})$$

.....

$$F_8=8Q/(3600 \cdot 8 \cdot v_{ск})$$

Зная площади сечений можно построить их геометрические очертания, обеспечивающие плавный переход от нулевого сечения в виде линии размером b_2 до круглого сечения в выходном патрубке. Для упрощения все сечения принимаются круглыми и тогда радиус каждого из них подсчитывается по известной формуле

$$\rho_i = \sqrt{\frac{F_i}{\pi}}, \text{ м}, \quad (32)$$

где i – порядковый номер сечения.

Начертив тонкими линиями, круглые сечения улитки, огибают их контурной линией, дающей очертания спирально-отливного канала до конечного восьмого сечения, к которому добавляется диффузор.

В диффузоре происходит торможение жидкости от средней скорости $v_{ск}$ до скорости v_{2r} в выходном патрубке, размер которого вычисляется обычным образом по уравнению расхода.

Во избежание отрыва потока жидкости от стенок диффузора его раскрытие не должно превышать 8° на каждую сторону.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Сизов Г.Н., Лукин.Л.В.* Судовые насосы и вспомогательные механизмы / Г. Н. Сизов., Л. В. Лукин. – М.: Транспорт, 1982.
2. *Харин В.М.* Судовые вспомогательные механизмы и системы / В.М. Харин и др. – М.: Транспорт, 1992.
3. *Чиняев И.А.* Судовые вспомогательные механизмы / И.А. Чиняев– М.: Транспорт, 1989.
4. *Хордас Г.С.* Расчёт общесудовых систем. Справочник / Г.С. Хордас. – Л.: Судостроение, 1983.
5. *Чиняев И.А.* Судовые системы / И.А. Чиняев – М., Транспорт, 1977.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Расчет осушительной системы и центробежного насоса
 - 1.1. Расчет осушительной системы
2. Расчет центробежного насоса
 - 2.1. Основные параметры насоса
 - 2.2. Расчет рабочего колеса
 - 2.3. Построение канала рабочего колеса
 - 2.4. Расчет спирально–отливного канала
- Библиографический список