

УДК 621.453  
ББК 31.56  
В19

Рецензент: *А.Н. Кузнецов*, к.т.н., доцент МГТУ им. Н.Э. Баумана

*Рассмотрено и одобрено кафедрой Э-1, Методической комиссией факультета «Энергомашиностроение»*

**Васильев Ю.А., Лоскутникова Г.Т., Андреев Е.А.**  
В19 Расчет и проектирование шнекоцентробежного насоса: методические указания к курсовому проекту «Теория и проектирование турбонасосных агрегатов»/Под ред. Д.А. Ягодникова. – М.: Логос, 2002. – 71 с.: ил.  
**ISBN 5-94010-071-6**

Содержит краткую теорию и порядок расчета шнекоцентробежного насоса, его энергетических и кавитационных характеристик, а также практические рекомендации по профилированию проточной части насоса. Может быть использовано при курсовом и дипломном проектировании и при выполнении домашнего задания.

Для студентов, обучающихся по специальности «Ракетные двигатели».

ББК 31.56

ISBN 5-94010-071-6

© Васильев Ю.А., Лоскутникова Г.Т.,  
Андреев Е.А., 2002

### Основные условные обозначения

ТНА – турбонасосный агрегат  
БНА – бустерный насосный агрегат  
ДУ – двигательная установка  
КПД – коэффициент полезного действия  
ЖРД – жидкостной ракетный двигатель  
КС – камера сгорания  
СПТ – система подачи топлива  
 $l, D, b, S$  – линейные размеры, м  
 $d_{от}$  – диаметр втулки, м  
 $C_{срыв}$  – срывной кавитационный коэффициент быстроходности  
 $C$  – абсолютная скорость, м/с  
 $U$  – окружная скорость, м/с  
 $W$  – переносная скорость, м/с  
 $\alpha, \beta, \theta$  – геометрические углы, град  
 $\omega$  – угловая скорость вращения, рад/с  
 $\lambda$  – коэффициент кавитации  
 $H$  – напор (удельная энергия), Дж/кг  
 $h$  – энергия жидкости, Дж/кг  
 $i$  – угол атаки, град  
 $K_m$  – соотношение компонентов  
 $M$  – момент силы, Н·м  
 $m$  – масса, кг  
 $\dot{m}$  – массовый расход, кг/с  
 $N$  – мощность, Вт  
 $p$  – давление, Па  
 $p_n$  – давление насыщенных паров, Па  
 $T$  – температура, К  
 $Q$  – объемный расход, м<sup>3</sup>/с  
 $q$  – расходный параметр  
 $\tau$  – касательное напряжение, Н/м<sup>2</sup>  
 $F$  – площадь, м<sup>2</sup>  
 $z$  – число лопаток

Подстрочные индексы

- ад* – адиабатный  
*г* – горючее  
*доп* – наибольшее допустимое значение  
*кав* – кавитационный  
*кр* – критический  
*л* – лопатка  
*о* – окислитель  
*ср* – значение параметра на среднем диаметре  
*срв* – срывной (кавитационный) параметр  
*т* – турбина  
*ш* – шнек  
*э* – эквивалентное значение  
*i* – текущее значение параметра  
*1* – значение параметра на входе  
*2* – значение параметра на выходе

## ВВЕДЕНИЕ

В соответствии с ГОСТ 17655-80 в состав ЖРДУ входит пневмогидравлическая система, которая обеспечивает работу камеры ЖРД. ПГС образует совокупность функционально взаимосвязанных систем, среди которых особое место занимает устройство подачи топлива. Для подачи топлива в ЖРД используется вытеснительная или турбонасосная СПТ. От того, насколько грамотно спроектирована и эффективно работает СПТ зависят энергетические и габаритно-массовые характеристики ЖРДУ и летательного аппарата в целом. Поэтому основная цель данных методических указаний состоит в изложении алгоритма инженерного расчета характеристик шнекоцентробежного насоса, как составной части ТНА, методов профилирования проточной части насоса. Овладев приведенными методиками, студенты получают необходимые навыки для самостоятельного выполнения домашнего задания, а в последующем – курсового проекта по курсу «Теория и проектирование ТНА» и дипломного проекта. Содержащиеся в приложении контрольные вопросы служат для закрепления теоретических и практических знаний, полученных студентом в данном курсе.

## 1. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Задание. Спроектировать турбонасосный агрегат для ЖРД со следующими параметрами:  $P$  – тяга двигателя, Н;  $J_y$  – удельный импульс двигателя, Н·с/кг или м/с;  $p_k$ ,  $p_a$  – давление в камере сгорания и в выходном сечении сопла, Н/м<sup>2</sup> (Па);

$p_1$  – давление на входе в насос;  $K_m$  – соотношение компонентов в камере сгорания;  $T$  – температура компонента на входе в насос, К. Кроме того, в задании указываются компоненты топлива и рекомендации консультанта.

Проект состоит из 4...5 графических листов формата А1 и 30...35 листов пояснительной записки.

Так же в состав проекта по курсу «Теория и проектирование ТНА» входит выполнение студентом научно-исследовательской работы (НИРС) на VIII семестре. Перечень тем для научно-исследовательской работы и указания к ее выполнению разработаны методической комиссией кафедры. Студент совместно с преподавателем выбирает интересующую его тему, проводит обзор литературы по данному вопросу, конкретизирует задачу исследования, проводит при необходимости расчетные работы, решает схемные вопросы и обосновывает компоновку или конструктивное решение. На одном из листов и в

пояснительной записке излагаются новизна задачи, её актуальность, область применения, предполагаемая научная значимость.

В процессе выполнения проекта студент должен.

1. Выбрать и обосновать принципиальную схему системы питания двигательной установки (ДУ), схему турбонасосного агрегата (ТНА), составить балансные уравнения и уточнить исходные данные насосов и турбины.

2. Выбрать тип насоса (центробежный или осевой) и приступить затем к расчету его основных параметров и размеров, а именно:

- обосновать выбор угловой скорости вращения насоса, исходя из условий бескавитационной работы всех насосов агрегата или по предельной окружной скорости\*);
- обосновать меры, обеспечивающие бескавитационную работу насоса;
- определить геометрические размеры шнека и центробежного колеса;
- определить число ступеней и геометрические размеры колеса насоса с учетом сжимаемости, если таковой нельзя пренебречь;
- спроектировать меридиональное сечение колеса;
- спроектировать лопатки колеса, построить профили лопаток в плане и вспомогательные графики (закон изменения скорости  $C_m$ , конформную диаграмму, сечение межлопаточного канала и т.п.);
- обосновать выбор подводящего и отводящего устройств, рассчитать и спроектировать их;
- рассчитать и построить планы скоростей на входе в шнек и в центробежное колесо с показом угла атаки на выходе из шнека и колеса в предположении бесконечного числа лопаток и для конечного числа лопаток;
- определить гидравлический КПД для расчетного режима;
- рассчитать и построить характеристики насоса.

3. Выбрать и обосновать тип турбины.

4. Рассчитать основные геометрические размеры турбины:

- определить средний диаметр лопаток;
- определить вид сопловой и рабочей решеток и их параметры, спрофилировать сопловой канал и лопатку рабочего колеса (для длинных лопаток в трех сечениях), профили решеток выбрать по таблицам;
- вычертить развертку сопловой и рабочей решеток в масштабе;
- начертить меридиональное сечение турбины.

5. Рассчитать и построить планы скоростей на входе и на выходе рабочего колеса.

6. Определить КПД турбины на расчетном режиме, рассчитать и построить приближенные характеристики турбины - зависимости момента и мощности от угловой скорости вращения и зависимость окружного КПД от  $u/c_1$ .

7. Изобразить процесс в турбине в координатах  $p - v, i - S, T - S$ .

8. Вычертить баланс мощностей ТНА.

9. Произвести поверочный расчет диска турбины на прочность и расчет вала на критическую угловую скорость вращения.

Примечание. Пункты 1) и 2\*) обязательно должны быть согласованы с преподавателем.

Графическая часть проекта. Листы №1 и №2 - параметры и характеристики насосов. Лист № 3 - параметры и характеристики турбины. Лист № 4 - общий вид ТНА в разрезе с изображением сечений в выровов. Лист № 5 - графики напряжений в диске турбины и определение прогибов вала ТНА графическим методом.

Примечание. Все схемы, графики, диаграммы и характеристики должны быть выполнены в масштабе с указанием размеров и размерностей. При выполнении расчетных и графических работ с использованием прикладных пакетов Mathcad, Excel, Autocad студент должен предоставить руководителю проекта расчетные модули на дискете 3,5 дюйма. Запрещается текст расчетно - пояснительной записки представлять в виде распечатки, выполненной в пакете Mathcad.

## 2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТНА

Перед расчетом характеристик ТНА необходимо выбрать схемы системы подачи топлива двигателя. На рис.1 приведены упрощенные схемы ДУ с автономной (а) и предкамерной (б) турбинами. Студент должен дополнить упрощенную схему ДУ системой подачи топлива из баков в насосы ТНА, которая включает предпусковой наддув баков, маршевый наддув от выхлопа турбины или отбора газов с их последующей балластировкой одним из основных компонентов, а так же бустерные ТНА и привод их турбин. Этим обосновывается выбранное давление на входе в основные насосы  $p_{10}$  и  $p_{12}$ .

Расчет параметров начнем с определения массового расхода компонентов через насосы. Он определяется тягой и удельным импульсом двигателя:  $m = P/J_y$ , а массовый расход горючего и окислителя через насосы - по соотношению компонентов

$$K_m = \frac{m_o}{m_z}; \quad m_z = \frac{m}{1 + K_m}; \quad m_o = \frac{m \times K_m}{1 + K_m}$$

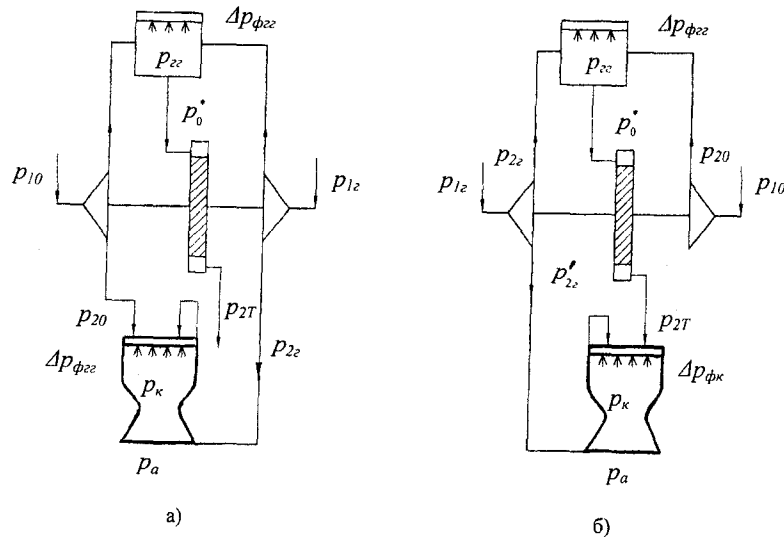


Рис. 1. Структурные схемы насосной системы подачи топлива  
а) без дожигаания; б) с дожигом

Далее следует приступить к выбору основных параметров системы питания.

## 2.1. Система питания с автономной турбиной

Обычно в системе питания с автономной турбиной для ее привода используется восстановительный газ, полученный в газогенераторе при сгорании основных компонентов. Иногда рабочим телом турбины могут быть продукты разложения однокомпонентных топлив. Параметры выбираются исходя из наименьшего расхода рабочего тела на привод турбины  $m_T$ , что обеспечивает более высокое значение удельного импульса двигателя.

Расход  $m_T$  определяется из баланса мощностей насосов и турбины  $N_{но} + N_{не} = N_T$ , где  $N_{но}$  и  $N_{не}$  - мощность, потребляемая насосами окислителя и горючего,  $N_T$  - эффективная мощность турбины (мощность на валу).

Это выражение можно переписать в следующем виде:

$$\frac{m_o(p_{2o} - p_{1o})}{\rho_o \cdot \eta_{но}} + \frac{m_z(p_{2z} - p_{1z})}{\rho_z \cdot \eta_{не}} = m_T \eta_T \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R T_0^* \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_{2T}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (1)$$

Для определения  $m_T$  нужно задаться значениями неизвестных параметров.

Плотности компонентов  $\rho_o$  и  $\rho_z$  выбираются из табл. 1, КПД насосов  $\eta_{но}$  и  $\eta_{не}$  можно оценить по коэффициентам быстроходности  $n_{so}$  и  $n_{sz}$  [2] или принять  $\eta_{но} = 0,6...0,7$  и  $\eta_{не} = 0,55...0,65$ .

Рекомендуемые значения параметров: температура газа перед турбиной  $T_0^* = (1000...1200)$  К (она ограничена работоспособностью конструкции), показатель адиабаты  $k = 1,2...1,4$ , соотношение компонентов в газогенераторе для восстановительного газа  $K_{mгг} = 0,05...0,2$ . Газовую постоянную продуктов сгорания для углеводородных горючих и окислителей на основе азотной кислоты можно принять равной  $(400...500)$  Дж/кг·К. Отношение давлений на входе в турбину и на выходе из нее  $p_0^*/p_{2T} = 15...40$ . Обычно  $p_{2T} = 0,2...0,5$  МПа. Давление  $p_0^*$  и давление в газогенераторе ( $p_{2z} = p_0^* + \Delta p_{маг,т}$ ) определяются давлением на выходе из насоса окислителя  $p_{2o} : p_{2z} = p_{2o} - \Delta p_{фгг} - \Delta p_{маг,т}$ . Как правило,  $p_{2z} = (0,8...0,9) p_k$ . Давление на выходе из насоса определяется давлением в камере, перепадом давления на форсунках КС  $\Delta p_{фк}$  и сопротивлением гидравлической магистрали от насоса до форсунок  $\Delta p_{маг}$ , например,  $p_{2o} = p_k + \Delta p_{фк} + \Delta p_{маг}$ .

Большую часть гидравлического сопротивления напорной магистрали от насоса до форсунок камеры составляет перепад давления в охлаждающем тракте камеры  $\Delta p_{охл}$ . Ориентировочно  $\Delta p_{охл} = c \cdot p_k$ . При  $p_k \leq (7...8)$  МПа  $c = 0,25...0,3$ ; при  $p_k > (7...8)$  МПа  $c = 0,3...0,35$ , однако если на магистрали установлен регулирующий орган, этот перепад

давления при глубоком регулировании может быть более значительным (Заметим, что чем больше перепад давления на регуляторе, тем выше надежность его работы в схеме ДУ).

Значением перепадов давления можно задаться в следующих пределах:

$\Delta p_{\phi} = (0,3...1,5)$  МПа;  $\Delta p_{\text{маг.г}} = (1,5...5)$  до 8) МПа,  $\Delta p_{\text{маг.о}} = (1...2)$  МПа;  $\Delta p_{\text{маг.т}} = (0,5...1)$  МПа. КПД автономной турбины выбрать в пределах 0,25...0,5.

Расход  $m_T$  должен составлять не более (2...5)% от суммарного массового расхода компонентов.

## 2.2. Система питания с предкамерной турбиной

Для системы питания с предкамерной турбиной расход газа на привод турбины задан. Если газогенератор окислительный, то расход окислителя определяется соотношением компонентов в камере  $K_m$  (весь окислитель поступает в газогенератор), а расход горючего - соотношением компонентов в газогенераторе  $K_{\text{мгг}}$ , которое, в свою очередь, обусловлено допустимой из соображений прочности температурой  $T_0^*$ . Для окислительного газа  $T_0^* = (600...800)$  К, а  $K_{\text{мгг}} = 15...25$ .

Неизвестным является давление на входе в турбину  $p_0^*$  (или давление в газогенераторе  $p_{20}$ ). Это давление определяется из баланса мощностей (1), причем расход на привод турбины

$$m_T = m_o \frac{1 + K_{\text{мгг}}}{K_{\text{мгг}}}$$

Давление подачи определяется давлением в газогенераторе и гидравлическим сопротивлением магистрали от насоса до газогенератора:  $p_{20} = p_{22} + p_{\text{фгг}} + \Delta p_{\text{маг.о}}$ ;  $p_{22} = p_{20} + p_{\text{фгг}} + \Delta p_{\text{маг.г}}$ , где  $p_{\text{фгг}} + \Delta p_{\text{маг.о}} = (1...2)$  МПа;  $p_{\text{фгг}} + \Delta p_{\text{маг.г}} = (3...4)$  МПа.

Давление на выходе из насоса горючего не должно быть меньше давления, необходимого для подачи горючего в камеру:  $p'_{20} = p_k + \Delta p_{\text{фк}} + \Delta p_{\text{маг.г}}$ . Ориентировочно  $\Delta p_{\text{фк}} + \Delta p_{\text{маг.г}} = (7...9)$  МПа. За давление подачи принимается большее из давлений  $p_{20}$  или  $p'_{20}$ .

Входящие в уравнение баланса мощностей значения КПД насосов определяются по  $\eta$ , или принимаются по рекомендациям. КПД турбины  $\eta_T = 0,7...0,75$ . Давление на выходе из турбины определяется давлением в камере и гидравлическим сопротивлением магистрали от турбины до камеры:  $p_{2T} = p_k + \Delta p_{\text{фк}} + \Delta p_{\text{маг.т}}$ , где  $\Delta p_{\text{фк}} + \Delta p_{\text{маг.т}} = (1...1,5)$  МПа. Давление в газогенераторе определяется давлением на входе в турбину и гидравлическим

сопротивлением магистрали от газогенератора до турбины:  $p_{22} = p_0^* + \Delta p_{\text{маг}}$ , где  $\Delta p_{\text{маг}} = (0,5...1,0)$  МПа.

Отношение давлений  $p_0^*/p_{2T}$  или давление  $p_{22}$  определяется графическим путем. Задаваясь рядом значений  $p_0^*$ ,  $p_0^*/p_{2T}$  или  $p_{22}$ , найдем  $N_{\text{но}} + N_{\text{гг}}$  и  $N_T$ . Построив графики, получаем две точки их пересечения  $A'$  и  $B'$ , в которых соблюдается баланс мощностей (кривая 1, рис. 2). Причем искомая величина  $p_{22}$  принимается меньшей из полученных значений, так как при этом масса конструкции будет меньше. При увеличении  $p_k$  зависимость  $N_T = f(p_{22})$  займет положение 2, а давление  $p_{22}$  возрастет. Кривая 3 соответствует предельному значению  $p_k$ , при котором еще может быть достигнут баланс потребной и располагаемой мощностей. Обычно  $p_0^*/p_{2T} = 1,2...1,8$  и предкамерная турбина всегда дозвуковая.

Газовую постоянную окислительного газа ориентировочно можно принять равной (200...500) Дж/кг·К. При использовании жидкого водорода в качестве горючего  $H_{2ж}$  обычно применяется схема питания с восстановительным газогенератором, так как водородный газ обладает высокой работоспособностью. В этом случае  $R = (1600...2200)$  Дж/кг·К.

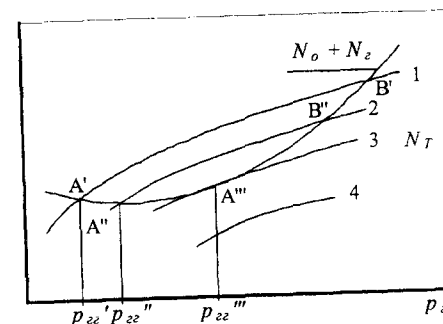


Рис. 2. Баланс мощностей ТНА

## 3. РАСЧЕТ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Цель расчета насоса - для заданных исходных данных (производительности, напора) определить угловую скорость вращения вала насоса  $\omega$ , геометрические размеры и форму основных элементов (подвода, шнека, центробежного колеса, отвода), параметры потока, потери энергии, потребляемую мощность, КПД и энергетические характеристики насоса.

## 3.1. Схема и основные параметры шнекоцентробежного насоса.

В настоящее время большинство насосных агрегатов выполнено с предвключенными шнеками для повышения антикавитационных качеств, что позволяет повысить угловую скорость вращения вала и уменьшить давление на входе в насос. Срывной кавитационный коэффициент быстроходности центробежного колеса  $C_{срв}$  равен 800...2200. Для шнекоцентробежного насоса  $C_{срв}$  достигает значений 4500...5000 и более.

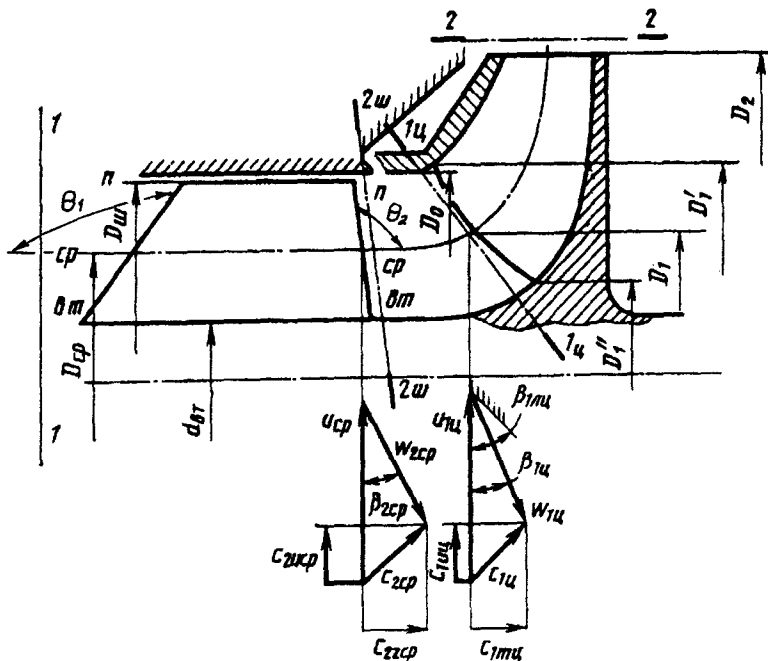


Рис. 3 Схема и основные параметры шнекоцентробежного насоса

## 3.2. Основные геометрические параметры шнека

На рис. 3, 4 обозначены:  $D_{ш}$  - наружный диаметр;  $D_{ср}$  - средний диаметр;  $d_{см}$  - диаметр втулки;  $d_s$  - диаметр вала,  $S$  - шаг спирали шнека,  $S = \pi D_{ср} \tan \beta_{ш.ш.ср}$ ;  $l_{ос.ш.ср}$  - осевая длина шнека;  $z_{ш}$  - число лопаток;  $b_{л.ср}$  - длина лопатки вдоль винтовой линии при  $S = const$ ,  $b_{л.ср} = l_{ос.ш.ср} / \sin \beta_{ш.ш.ср}$ ;  $t_{ср}$  - шаг лопаточной решетки,  $t_{ср} = \pi D_{ср} / z_{ш}$ ;  $\tau_{ср} = b_{л.ср} / t_{ср}$  - густота решетки;  $\bar{d}_{см} = \frac{d_{см}}{D_{ш}}$  - втулочное отношение.

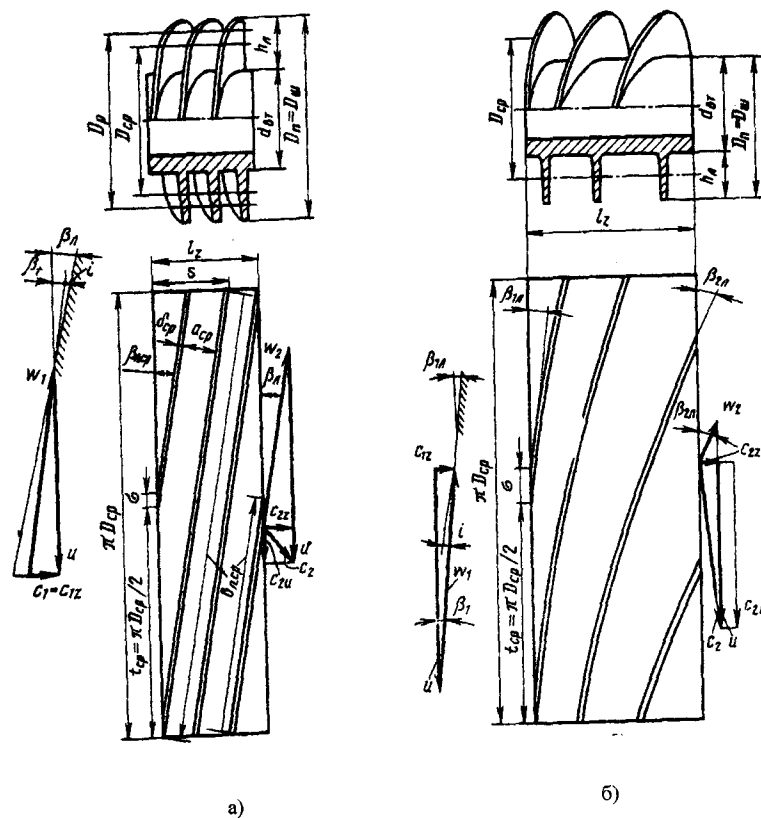


Рис. 4. Основные геометрические параметры шнека постоянного а) и переменного б) шагов

### 3.3. Основные геометрические параметры центробежного колеса

На рис. 3, 5 обозначены:  $D_1$  – средний диаметр входных кромок лопаток;  $D_0$  – диаметр входа в колесо;  $D_2$  – диаметр колеса на выходе;  $d_s$  – диаметр вала,  $b_1$  и  $b_2$ ,  $\beta_{1a}$  и  $\beta_{2a}$ ,  $t_1$  и  $t_2$  – ширина колеса, углы установки лопаток, шаг решетки лопаток на входе и выходе соответственно.

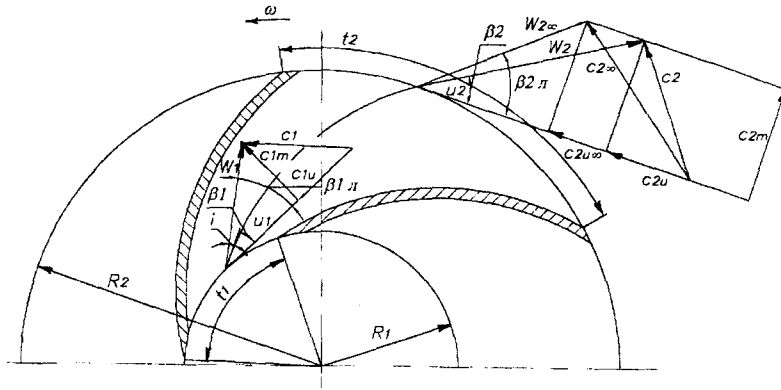


Рис. 5. Основные геометрические параметры центробежного колеса

### 3.4. Определение угловой скорости вращения вала насоса

При определении частоты вращения вала принимаем, что  $Q_o > Q_c$ . В этом случае для одинаковых значений  $C_{срв}$  и располагаемой энергии на входе  $\Delta h_{ex}$  насос окислителя способен работать без кавитационного срыва при меньшей угловой скорости вращения, чем насос горючего. Таким образом, частота вращения вала всего ТНА (если насосы и турбина расположены на одной валу) определяется, обычно, по насосу окислителя.

Угловая скорость вращения вала насоса рассчитывается по формуле

$$\omega_{max} = \frac{C_{срв, max} \cdot (\Delta h_{срв, доп})^{3/4}}{298 \sqrt{Q}}; \quad (2)$$

где  $\Delta h_{срв, доп}$  – допускаемый кавитационный запас;

$$\Delta h_{срв, доп} = \Delta h_{ex} - \Delta h_{зан}; \quad (3)$$

Значение располагаемой энергии на входе равно

$$\Delta h_{ex} = \frac{P_1^* - P_n}{\rho},$$

где  $p_1^* = p_1 + \rho C_1^2/2$  – полное давление на входе;  $p_n$  – давление упругости пара при температуре  $t_{ax}$  (табл. 1);  $\Delta h_{зан}$  учитывает погрешность методики расчета и разброс кавитационных свойств. Обычно  $\Delta h_{зан} = (10...30)$  Дж/кг. Для жидкого водорода  $\Delta h_{зан} = (70...200)$  Дж/кг.

Величину  $C_{срв, max}$  определяют по графикам на рис. 6, где приведены зависимости оптимальных значений коэффициентов шнека  $K_{Dш}$  и  $K_{Dэ}$  от втулочного отношения  $\bar{d}_{вм}$  для различных типов подводов (— — осевой подвод,  $\xi_{подв} = 0$ ; --- — другие подводы,  $\xi_{подв} = 0,5$ ).

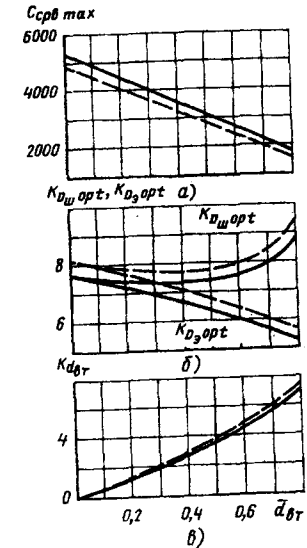


Рис. 6. Выбор оптимальных параметров шнека

Максимум  $C_{срв}$  достигается при минимуме комплекса  $\frac{\Delta P_{срв}}{\rho \omega^{4/3} Q^{2/3}}$ , который связан с

конструктивными коэффициентами и соответствует оптимальному диаметру входа.

$$K_{Dэ} = 2,13 \frac{Dэ}{\sqrt[3]{Q/\omega}} \text{ и } K_{dem} = 2,13 \frac{d_{em}}{\sqrt[3]{Q/\omega}},$$

$$K_{Dш} = \sqrt{K_{Dэ}^2 + K_{dem}^2}.$$

Здесь  $D_0 = \sqrt{D_{ш}^2 - d_{эм}^2}$  - эквивалентный диаметр входа в шнек. Оптимальные значения  $K_{D_0} = 7 \dots 7,5$  (рис. 7)

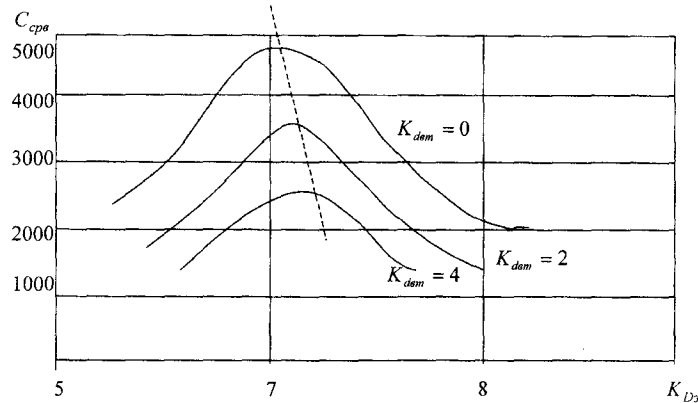


Рис. 7. Выбор оптимальных параметров шнека

При консольном расположении насоса окислителя можно до минимума уменьшить диаметр втулки шнека, так как вал шнека не передает значительного крутящего момента. Задаемся  $\overline{d_{эм}} = 0,25 \dots 0,35$  и по графику рис. 6 для выбранного типа подвода определяем  $C_{срв, max}$ .

Если насос окислителя расположен между турбиной и насосом горючего, то подводить компонент к нему нужно со стороны насоса горючего. В этом случае вал шнека насоса окислителя будет передавать крутящий момент, равный моменту на валу насоса горючего  $M_{кр, г}$ , а  $d_{эм}$  и  $d_в$  определяются значением этого момента:

$$d_в = \sqrt[3]{\frac{5,1 M_{кр, г}}{\tau_{доп}}}$$

где  $\tau_{доп}$  - допустимое напряжение на кручение. Например, для легированных сталей  $\tau_{доп} = (10 \dots 50) \cdot 10^7$  Н/м<sup>2</sup>. Необходимо, чтобы  $d_в > 0,07 \dots 0,1$  - из условий жесткости вала.

Затем определяется диаметр втулки  $d_{эм} = (1,05 \dots 1,2) d_в$ .

Тогда  $K_{dэм} = 2,13 \frac{d_{эм}}{\sqrt[3]{Q/\omega}} = (2,23 \dots 2,25) \sqrt[3]{\frac{5,1 N_{гс}}{Q \tau_{доп}}}$ , где  $N_{гс}$  - мощность насоса горючего.

По величине  $K_{dэм}$  с помощью графика рис. 7 определяем  $\overline{d_{эм}}$  и  $C_{срв, max}$ . По полученным значениям  $\Delta h_{срв, доп}$  и  $C_{срв, max}$  находим угловую скорость  $\omega_{max}$ , которая является

предельно допустимой с точки зрения кавитационного срыва. Желательно, чтобы рабочая угловая скорость вращения вала  $\omega$  была достаточно высокой, так как при низких ее значениях масса ТНА будет больше. Однако угловая скорость ограничена работоспособностью подшипников, типоразмер которых выбираем по произведению  $\omega \times d_е$ . Допустимое максимальное значение  $\omega \times d_е$ , учитывая кратковременность работы насоса, нужно принять  $(\omega \times d_е)_{max} = 250$  м/с.

Если значение  $\omega$  получилось низким, то или применяют насос с двусторонним входом (тогда объемный расход берется равным  $Q/2$ ), или используют в схеме бустерный насос, при постановке которого антикавитационные свойства основного насоса практически не ограничивают угловую скорость вращения вала.

Затем вычисляется коэффициент быстроходности насоса  $n_s$ , по которому можно приближенно оценить геометрическую форму меридионального сечения насоса

$$n_s = 193,3 \frac{\omega \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (4)$$

По известным значениям  $K_{Dш}$  и  $K_{D_0}$  и  $K_{dэм}$  находим размеры шнека:

$$D_{ш} = 0,47 K_{Dш} \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega}}, \quad D_0 = 0,47 K_{D_0} \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega}}, \quad d_{эм} = 0,47 K_{dэм} \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega}} \quad (5)$$

Далее определяем геометрические размеры входа в центробежное колесо - диаметр входа  $D_0$ , средний диаметр входных кромок  $D_1$  и ширину колеса  $b_1$ :

$$D_0 = 0,47 K_{D_0} \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega}} \quad (6)$$

Для вставных шнеков:  $D_1 = (0,85 \dots 0,95) D_0$ , (7)

где  $K_{D_0} = 4,5 \dots 6,5$ . Причем для насосов большей быстроходности рекомендуются меньшие значения  $K_{D_0}$ .

Рекомендуемые значения

$$D_{ш}/D_0 = 1 \dots 1,35. \quad (8)$$

Если  $K_{Dш} > K_{D_0}$ , то  $D_{ш} > D_0$  и шнек выполняется вставным.

Ширина колеса на входе  $b_1 = \frac{D_0^2}{\chi \cdot 4 D_1}$ , где  $\chi = 0,65 \dots 0,8$  - соотношение площадей

выхода из шнека и входа в центробежное колесо. Большое уширение, т.е. меньшее значение  $\chi$ , рекомендуется для насосов окислителя.



На следующем этапе вычисляем геометрические параметры шнека из условий его совместной работы с центробежным колесом. В правильно рассчитанном шнекоцентробежном насосе антикавитационные свойства определяются шнеком. Поэтому насос должен быть спроектирован так, чтобы срыв в шнеке при снижении входного давления происходил раньше, чем срыв центробежного колеса, или одновременно с ним. Условие одновременного срыва представляет собой равенство располагаемой удельной энергии жидкости на выходе из шнека и потребной энергии на входе в центробежное колесо при срывном режиме.

Запишем условие одновременного срыва:

$$\frac{p_{n1}}{\rho} + \Delta h_{срв.дон} + H_{ш} - \Delta H_{ш} = \frac{p_{n1}}{\rho} + \Delta h_{срв.ч}, \quad (9)$$

где  $p_{n1}$  и  $p_{n1}$  - давление паров жидкости на входе в шнек и центробежное колесо;  $\Delta h_{срв.дон}$ ,  $\Delta h_{срв.ч}$  - срывной кавитационный запас шнека и центробежного колеса;  $H_{ш}$  - напор шнека на бескавитационном режиме;  $\Delta H_{ш}$  - падение напора шнека из-за кавитации.

На расчетном режиме для высококипящих жидкостей можно принять  $p_{n1} = p_{n1}$  (для  $H_{2ж}$  необходимо учесть подогрев жидкости на входе в центробежное колесо за счет потерь в шнеке и утечек). Тогда уравнение (9) запишется следующим образом:

$$\Delta h_{срв.дон} + H_{ш} - \Delta H_{ш} = \Delta h_{срв.ч}. \quad (10)$$

Кавитационный запас центробежного колеса на срывном режиме определяется по формуле

$$\Delta h_{срв.ч} = \lambda_{срв.ч} \frac{W_{1ч}^2}{2} + \frac{C_{1ч}^2}{2}, \quad (11)$$

где  $W_{1ч}$  и  $C_{1ч}$  - относительная и абсолютная скорости на диаметре  $D_1$ ;  $\lambda_{срв.ч}$  - коэффициент кавитации центробежного колеса на срывном режиме

$$\lambda_{срв.ч} = 0,65 \left( 1 + 5 \frac{\delta_{1ч} \cdot z}{D_1} \right) \frac{C_{1ч}/u_{1ч}}{1 - \varphi}. \quad (12)$$

Здесь  $\varphi = C_{1ч}/u_{1ч}$  - закрутка потока на входе в колесо;  $\delta_{1ч}$  - толщина входной кромки;  $z$  - число лопаток центробежного колеса; обычно  $\frac{\delta_{1ч} \cdot z}{D_1} = 0,1 \dots 0,2$ ;  $C_{1ч} = \sqrt{C_{1мч}^2 + C_{1уч}^2}$ ;  $u_{1ч} = \omega \frac{D_1}{2}$ .

Считаем, что течение жидкости между шнеком и колесом подчиняется закону  $C_{1ч} \cdot r = const$

и не сопровождается потерями. Тогда  $C_{1мч} = C_{2иср} \left( \frac{D_{ср}}{D_1} \right)$ , где  $C_{2иср}$  - окружная составляющая

абсолютной скорости потока на среднем диаметре шнека. Значение  $C_{1мч}$  рассчитывается по средней осевой скорости на выходе из шнека  $C_{2з} = C_{1з}$ ;  $C_{1мч} = \chi C_{1з}$ , где

$$C_{1з} = \frac{4Q}{\pi D_{ш}^2 (1 - d_{гм}^2)}, \quad \chi = 0,65 \dots 0,8. \quad (13)$$

Напор шнека  $H_{ш}$  определяется по формуле  $H_{ш} = \eta_{ш} \cdot C_{2иср} \cdot u_{2ср}$ , где  $C_{2иср}$  - искомая закрутка на выходе из шнека;  $\eta_{ш}$  - гидравлический КПД шнека (принимается его равным 0,4...0,5),  $u_{2ср} = \omega \frac{D_{ср}}{2}$ . Разделив обе части уравнения (10) на  $u_{ср}$ , условие одновременного срыва можем записать в виде:

$$\frac{\Delta h_{срв.дон}}{u_{ср}^2} + \frac{H_{ш}}{u_{ср}^2} - \frac{\Delta H_{ш}}{u_{ср}^2} = \lambda_{срв.ч} \frac{W_{1ч}^2}{2u_{ср}^2} + \frac{C_{1ч}^2}{2u_{ср}^2}. \quad (14)$$

Обычно  $\Delta H_{ш} = (0,03 \dots 0,3) H_{ш}$ ;  $\Delta h_{срв.дон}$  определяется из выражения (3). Более точно  $\Delta H_{ш}$  определяется срывной кавитационной характеристикой насоса (раздел 5.5). Уравнение (14) решается графически. На графике рис. 8 показаны зависимости левой и правой частей уравнения от закрутки  $\bar{C}_u = \frac{C_{2иср}}{u_{ср}}$ . Точки А и В пересечения этих зависимостей дают значения  $\bar{C}_u$ , удовлетворяющие уравнению (14). Следует выбирать меньшие  $\bar{C}_u$ , так как при этом напор шнека будет меньшим, а КПД шнекоцентробежного насоса большим. Кроме того, антикавитационные качества шнека при меньших значениях  $\bar{C}_u$  будут выше. Обычно  $\bar{C}_u \leq 0,2 \dots 0,3$ .

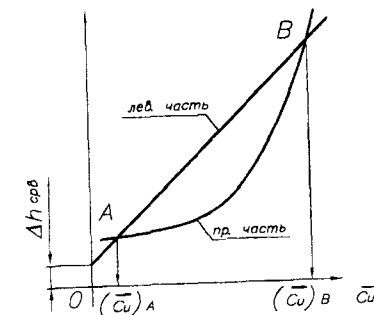


Рис. 8. Графическое решение уравнения (14)

По полученному значению  $\bar{C}_u$  находим угол потока на выходе из шнека

$$\operatorname{tg} \beta_{2\text{шср}} = \frac{C_{1z}/u_{cp}}{1 - \bar{C}_u} \quad (15)$$

и эквивалентный шаг шнека:

$$S_3 = \pi D_{cp} \operatorname{tg} \beta_{2\text{шср}} \quad (16)$$

На потребный напор шнека влияют отношение площадей на выходе из шнека и входе на лопатки колеса (которое учитывается коэффициентом  $\chi$ ), а также отношение  $D_1/D_{cp}$ . Чем они меньше, тем меньше  $\Delta h_{срш}$  и, следовательно, требуются меньшие напор шнека, угол  $\beta_{2\text{шср}}$  и шаг  $S_3$ . Обычно принимают  $\chi = 0,6 \dots 0,8$ ;  $D_{cp}/D_1 = 0,9 \dots 1,1$ . Для шнека постоянного шага  $S_1 = S_2 = S_3 = S = \text{const}$  и  $\beta_{1\text{лср}} = \beta_{2\text{лср}} = \beta_{2\text{шср}} = \beta_{\text{лср}}$ .

Угол атаки на среднем диаметре

$$i_{cp} = \beta_{\text{лср}} - \beta_{1\text{шср}}, \quad (17)$$

где

$$\beta_{1\text{шср}} = \operatorname{arctg} \frac{C_{1z}}{u_{cp}} = \operatorname{arctg} \bar{C}_z. \quad (18)$$

Угол атаки  $i_{cp}$  не должен быть выше  $10^\circ$ , что благоприятно сказывается на антикавитационных свойствах шнекоцентробежного насоса. Если же  $i_{cp}$  будет больше  $10^\circ$ , следует принять угол атаки равным  $2 \dots 4^\circ$  и применить шнек переменного шага с  $S_1 < S_2$  (рис. 4, б). Тогда шаг шнека на входе  $S_1$  определится из соотношения  $S_1 = \pi D_{cp} \operatorname{tg} \beta_{1\text{лср}}$ , где  $\beta_{1\text{лср}} = \beta_{1\text{шср}} + i_{cp}$ . Шаг шнека на выходе  $S_2 = 2S_3 - S_1$ .

Далее выбираем конструктивные параметры шнека, обеспечивающие его высокие антикавитационные качества.

Осевая длина шнека на  $D_{cp}$  определяется по формуле

$$l_{ос.ш.ср} = b_{\text{лср}} \sin \beta_{\text{лср}} = \frac{\pi D_{cp} \cdot \tau_{cp}}{z_{ш}} \sin \operatorname{arctg} \frac{S}{\pi D_{cp}} \quad (19)$$

Для шнека переменного шага вместо  $S$  подставляется  $S_3 = \frac{S_1 + S_2}{2}$ .

В формуле (19)  $\tau = b_{\text{лср}}/t_{cp}$  - густота решетки шнека ( $b_{\text{лср}}$  - длина лопатки,  $t_{cp}$  - шаг решетки шнека). Тогда

$$\tau_{cp} = \frac{b_{\text{лср}} z_{ш}}{\pi D_{cp}}$$

Густота решетки шнека при заданном числе лопаток определяет его кавитационные свойства. Обычно число лопаток  $z = 2 \dots 3$ , так как их увеличение приводит к загромождению проходного сечения и, следовательно, снижает антикавитационные свойства шнека. Величина  $\tau_{cp}$  определяется необходимой длиной канала, которая должна быть такой, чтобы кавитационный след не распространялся за его пределы, а разрушался в межлопаточном канале. По опытным данным рекомендуемое значение  $\tau_{cp} = 2 \dots 2,5$ .

Для повышения антикавитационных качеств шнека производится его подрезка на входе под углом  $\theta_1 = 90 \dots 120^\circ$  (рис. 3), которая позволяет увеличить давление на входе в периферийные сечения за счет закрутки потока корневыми сечениями. На выходе шнек иногда тоже подрезается под углом  $\theta_2 = 140 \dots 160^\circ$ , поскольку при этом увеличивается стойкость лопаток шнека к колебаниям. Большим диаметрам  $D_{ш}$  соответствуют меньшие значения  $\theta_1$  и  $\theta_2$ . Входная часть лопатки шнека подрезается радиусом  $R = 0,35(D_{ш} - d_{от})$ .

Профиль лопатки шнека выполняется в виде прямой (при  $S = \text{const}$ ) или изогнутой (при  $S = \text{var}$ ) пластины с заостренными входной и выходной кромками. Иногда для уменьшения кавитационной эрозии шнека профиль лопатки делают треугольным, близким по форме к форме каверны на предсуперкавитационном режиме. Толщина лопатки шнека должна быть как можно меньше для увеличения проходного сечения. Корневые сечения из соображений прочности должны иметь большую толщину. Обычно  $(\delta_{\text{max}})_{от} = (0,015 \dots 0,02)b_{\text{лср}}$ ,  $(\delta_{\text{max}})_{\text{пер}} = (0,005 \dots 0,01)b_{\text{лср}}$ . Длина заострения входной и выходной кромок составляет  $35 \dots 50\%$  от  $D_{cp}$ . Расстояние между лопатками шнека и центробежного колеса  $l_{oc}$  целесообразно делать по возможности минимальным.

### 3.5. Поверочный кавитационный расчет

Определим срывной кавитационный запас  $\Delta h_{срв}$  для рассчитанного шнека с учетом типа подвода:

$$\Delta h_{срв} = (1 + \xi_{\text{подв}}) \frac{C_{1z}^2}{2} + \lambda_{1срв} \frac{u_{cp}^2 + C_{1z}^2}{2}, \quad (20)$$

где  $\xi_{\text{подв}} = 0,2 \dots 0,3$  для осевого подвода и  $\xi_{\text{подв}} = 0,6 \dots 0,8$  для кольцевого и полуспирального подводов;  $\lambda_{1срв}$  - коэффициент кавитации шнека,

$$\lambda_{1срв} = a_0 + 0,115 \frac{C_1}{u_{cp}} \quad (21)$$

Обычно  $a_0 = 0,01 \dots 0,02$ .

Если насос работает без срыва, то выполняется условие  $\Delta h_{срв} \leq \Delta h_{срводоп}$ . Если это условие не выполняется, то необходимо либо уменьшить  $\omega$  за счет уменьшения  $C_{ср}$ , либо изменить исходные данные.

### 3.6. Расчет центробежного колеса

Исходными данными являются размеры колеса  $D_0$ ,  $D_1$ ,  $b_1$  и  $C_{1m}$ , полученные при расчете шнека. Из треугольника скоростей определяем угол потока на входе в колесо

$$\beta_1 = \arctg \frac{C_{1m}}{u_1 - C_{1u}}, \quad (22)$$

$$\text{где } u_1 = \omega \frac{D_1}{2}, \quad C_{1u} = C_{2иср} \frac{D_{ср}}{D_1}.$$

Задавшись углом атаки  $i_u = 5^\circ \dots 15^\circ$ , найдем входной угол лопаток

$$\beta_{1л} = \beta_1 + i_u. \quad (23)$$

С целью уменьшения загромождения проходного сечения входными кромками лопаток и снижения диффузорности межлопаточного канала колеса значение  $\beta_{1л}$  выбирается из диапазона  $15^\circ \dots 30^\circ$ .

Наружный диаметр центробежного колеса  $D_2$  определяется напором  $H$ . Связь между  $H$  и  $D_2$  устанавливается через теоретический напор при бесконечном числе лопаток  $H_{T\infty}$ :

$$H_{T\infty} = C_{2иср} u_2 = u_2^2 \left(1 - \frac{C_{2m}}{u_2 \operatorname{tg} \beta_{2л}}\right) = u_2^2 (1 - q_p), \quad (24)$$

где  $q_p$  - расходный параметр, принимаемый равным 0,05...0,1. В некоторых случаях он может достигать значений до 0,4.

Высокие значения  $\eta_H$  достигаются при значениях кинематической степени реактивности колеса  $\rho_K = 0,75 \dots 0,6$

$$\rho_K = 1 - \frac{C_{2u}}{2U_2} = \frac{H_{стат}}{H_{стат} + H_{динам}} = \frac{H_{стат}}{H_T}$$

Динамический напор  $H_{динам}$  преобразуется в энергию давления в отводе насоса и составляет примерно 25% от  $H_T$ .

При  $\rho_K = 0,75 \dots 0,6$  угол  $\beta_{2л} < 90^\circ$  и находится в диапазоне  $35^\circ \dots 45^\circ$ , а отношение

$$\frac{H_T}{U_2^2} \approx 0,5 \dots 0,8.$$

Чем меньше  $\rho_K$ , тем меньше радиальные размеры насоса и тем больше энергии можно передать потоку с увеличением  $\beta_{2л}$ . Однако при этом возрастает скорость жидкости в отводящем устройстве и, следовательно, растут потери.

Напор насоса определяется по формуле  $H = K_z \eta_z H_{T\infty}$ , где  $K_z = 0,8 \dots 0,85$  - коэффициент влияния конечного числа лопаток;  $\eta_z = 0,75 \dots 0,85$  - гидравлический КПД насоса. Тогда

$$u_2 = \sqrt{\frac{H}{K_z \eta_z (1 - q_p)}} \quad \text{и} \quad D_2 = 2u_2 / \omega. \quad (25)$$

Далее необходимо проанализировать полученные значения. Если отношение  $D_1/D_2$  больше 0,7, то желательно его уменьшить до 0,5...0,7, чтобы сохранить высокий  $\eta_z$ . Для этого нужно уменьшить  $D_1$ . Однако следует иметь в виду, что уменьшение  $D_1$  (меньшие значения  $K_{D0}$ ) приводит к ухудшению антикавитационных качеств центробежного колеса, что требует снижения принятого ранее значения  $C_{срв}$ . Для сохранения выбранной  $\omega$  следует увеличить напорность шнека, например, за счет увеличения угла атаки. Если таким путем не удастся снизить отношение  $D_1/D_2$ , то следует переходить к проектированию насоса диагонального типа.

Определив в первом приближении  $D_2$ , найдем угол лопаток на выходе из колеса  $\beta_{2л}$  и ширину колеса  $b_2$ . Если отношение площадей  $F_1/F_2$  выбрать из диапазона 0,6...1,2, то для

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{D_1 b_1 \sin \beta_{1л}}{D_2 b_2 \sin \beta_{2л}} = 0,6 \dots 1,2 \quad (26)$$

межлопаточных каналов обеспечивается заданная диффузорность. Кроме того, ширина колеса не должна быть меньше 2...4 мм, чтобы на выходе из колеса не произошло смыкания пограничных слоев на внутренних поверхностях диска колеса. При этом чем меньше раскол, тем меньшим отношением площадей нужно задаваться, особенно для насосов горючего.

Для водородных насосов при определении  $b_2$  значение  $F_1/F_2$  нужно брать минимальным из указанного диапазона.

Зависимость (26) позволяет установить связь между  $b_2$  и  $\beta_{2л}$ :

$$b_2 = \frac{D_1 \cdot b_1 \cdot \sin \beta_{1л}}{D_2 \cdot F_1 / F_2} \cdot \frac{1}{\sin \beta_{2л}}. \quad (27)$$

С другой стороны,

$$b_2 = \frac{Q}{\pi D_2 q_p u_2 \operatorname{tg} \beta_{2л}}, \quad \text{а} \quad q_p = \frac{C_{2m}}{u_2 \operatorname{tg} \beta_{2л}} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 u_2 \operatorname{tg} \beta_{2л}}. \quad (28)$$

Из решения уравнений (27) и (28) получим формулу для определения  $\beta_{2n}$ :

$$\cos \beta_{2n} = \frac{\pi u_2 D_1 b_1 q_p \sin \beta_{1n}}{(F_1/F_2) \cdot Q} \quad (29)$$

Затем по формуле (27) найдем  $b_2$ . Величину  $C_{2m}$  определим по формуле  $C_{2m} = Q/\pi D_2 b_2$ . Выбор угла  $\beta_{2n}$  связан с отношением  $C_{2m}/u_2$ . При низких значениях  $C_{2m}/u_2$  целесообразно выбирать значение угла  $\beta_{2n}$  не более  $40^\circ$ , так как при этом напор практически не изменяется, а диффузорность межлопаточных каналов уменьшается. Для больших значений  $C_{2m}/u_2$  следует выбирать большие углы  $\beta_{2n}$  - до  $90^\circ$ . При этом увеличивается напорность колеса и снижается  $D_2$ . Однако надо учесть, что для колес с  $D_1/D_2 > 0,6$  иногда выбираются углы  $\beta_{2n} = 15^\circ \dots 20^\circ$  для увеличения густоты решетки.

Число лопаток центробежного колеса при  $\beta_{2n} \leq 90^\circ$  и  $\bar{D}_1 \leq 0,8$  определяется по приближенной зависимости

$$z = 4(1,5 + \frac{\beta_{2n}}{60}) + 130(\bar{D}_1 - 0,6)^2 \quad (30)$$

или  $z = 13 \frac{r_1 + r_2}{2(r_2 - r_1)} \sin \frac{\beta_{1n} + \beta_{2n}}{2}$ .

В этом случае обеспечивается  $K_z = 0,8 \dots 0,85$ . При большом числе лопаток ( $z \geq 13 \dots 18$ ) целесообразно их через одну выполнять укороченными, чтобы уменьшить загромождение проходного сечения на входе в колесо. Особенно часто это применяется у насосов горячего с низким коэффициентом быстроходности  $n_s$ .

Далее следует проверить правильность выбранного значения  $D_2$ . Для этого используется определяющий напор насоса комплекс  $K_z \cdot \eta_z$ .

По обобщенным опытным данным  $K_z \cdot \eta_z = 0,65 \dots 0,68$  при  $\bar{D}_1 \leq 0,55$  и  $K_z \cdot \eta_z = 0,65 \dots 0,68(D_1 - 0,65)^2$  при  $\bar{D}_1 > 0,55$ .

По принятому значению  $K_z \cdot \eta_z$  находим  $u_2$  и  $D_2$  во втором приближении:

$$u_2^H = \sqrt{\frac{H}{K_z \eta_z (1 - q_p)}}; \quad D_2^H = \frac{2u_2^H}{\omega}$$

Полученное значение  $D_2^H$  сравниваем с  $D_2$  первого приближения. Если они различаются больше, чем на  $3 \dots 5\%$ , следует снова найти комплекс  $K_z \cdot \eta_z$  по  $D_2^H$ , так как изменится  $\bar{D}_1 = D_1/D_2$ , а затем снова рассчитать  $D_2$ . Такое уточнение может потребоваться только для центробежных колес с  $\bar{D}_1 \leq 0,55$ .

Для построения треугольников скоростей на входе в колесо и на выходе из него (рис.5) необходимо определить окружную составляющую скорости на выходе из колеса при бесконечно большом числе лопаток

$$C_{2\infty} = u_2 \frac{C_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_{2n}} \quad (31)$$

С учетом конечного числа лопаток окружная скорость

$$C_{2u} = C_{2\infty} \cdot K_z \quad (32)$$

Получив все геометрические размеры колеса, можно приступить к профилированию его в меридиональном сечении и лопаток в плане.

### 3.7. Подвод насоса

Вид и форма подвода зависят от расположения самого насоса. Для консольно расположенного насоса целесообразно иметь прямой конический или кольцевой патрубков, для неконсольных насосов применяются кольцевой или полуспиральный подводы. Подвод обычно выполняется с конфузурным участком, в котором происходит повышение скорости на  $15 \dots 20\%$  для выравнивания полей скоростей перед шнеком. Рекомендуемая скорость потока на входе  $C_1 = 5 \dots 10$  м/с.

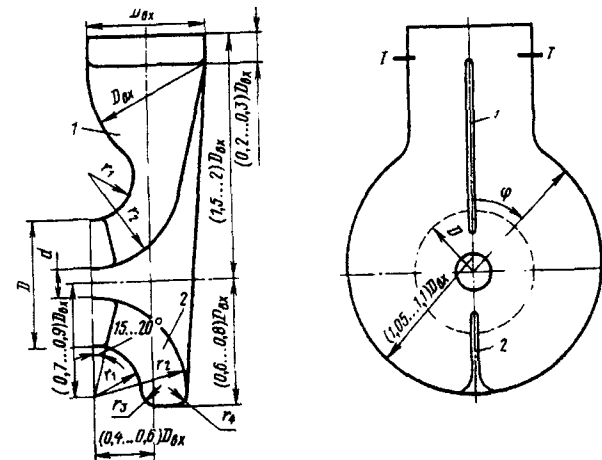


Рис. 9. Профилирование подвода насоса

На рис. 9 показан один из возможных вариантов кольцевого подвода. Входной диаметр подвода  $D_{вх}$ , исходя из условия повышения скорости в подводе на 15...20%, определяем по формуле

$$D_{вх} = (1,07...1,1)\sqrt{D^2 - d^2}, \quad (33)$$

где  $D = (1,02...1,05)D_{ш}$ ,  $d = (1,05...1,1)d_{шм}$ .

На начальном участке до сечения I-I скорость увеличивается на 2...4%. Для равномерного подвода жидкости к шнеку и исключения закрутки потока в подводе выполнены ребра - разделительное 1 и направляющее 2.

### 3.8. Отвод одноступенчатого насоса

Отвод обычно состоит из кольцевого безлопаточного диффузора, спирального сборника и конического диффузора. Иногда отвод может включать в себя кольцевой лопаточный диффузор, а в многоступенчатых насосах - обратный направляющий аппарат. В ТНА такой отвод иногда может быть применен в насосах, перекачивающих жидкий водород, если скорость на выходе из колеса больше 150...200 м/с или если есть необходимость увеличить жесткость корпуса при больших давлениях. Безлопаточный диффузор в насосе играет вспомогательную роль и имеет малую радиальную протяженность.

Кольцевой лопаточный диффузор выполняется в виде круговой решетки, в которой струя жидкости отклоняется лопатками от направления логарифмической спирали. Траектория частиц жидкости более крутая. Лопатки установлены в кольцевом пространстве между плоскими боковыми стенками (рис. 10).

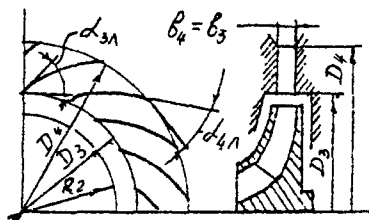


Рис. 10. Отвод насоса

При расчете отвода могут быть рекомендованы следующие соотношения. Степень уширения лопаточного диффузора

$$\frac{F_4}{F_2} = \frac{D_4}{D_3} \cdot \frac{b_4}{b_3} \cdot \frac{K_3}{K_4} \cdot \frac{\sin \alpha_{4n}}{\sin \alpha_{3n}}$$

где  $K_3, K_4$  - коэффициенты сужения сечения лопатками на входе и выходе;  $b_4/b_3 = 1$ ;  $D_4/D_3 = 1,35...1,45$ ;  $b_3 = 1,1...1,2$ ;  $\alpha_{4n} = (12^0...15^0) + \alpha_{3n}$ ; количество лопаток  $z_0 = 5...12$ .

Средняя линия лопаток очерчивается дугой окружности. Максимальная толщина лопатки приходится на ее середину. Входная кромка закругляется большим радиусом, чем выходная. Обычно  $\alpha_{3n} = \alpha_2 + i_0$ , где  $i_0 = 3...5^0$  - угол атаки. Здесь  $\alpha_2$  - угол потока на входе в лопаточный диффузор (после торможения в радиальном безлопаточном диффузоре).

После построения нужно проверить угол раскрытия диффузора. Угол эквивалентного конического диффузора, имеющего длину, равную длине лопаточного диффузора, и равные проходные сечения, не должен превышать 10...12°. Если угол больше, его нужно уменьшить или за счет уменьшения угла  $\alpha_{4n}$ , или увеличения  $D_4/D_3$  и числа лопаток  $z_0$ .

### 3.9. Спиральный сборник

Спиральный сборник (рис. 11) предназначен для сбора жидкости, выходящей из колеса, и направления ее в магистраль.

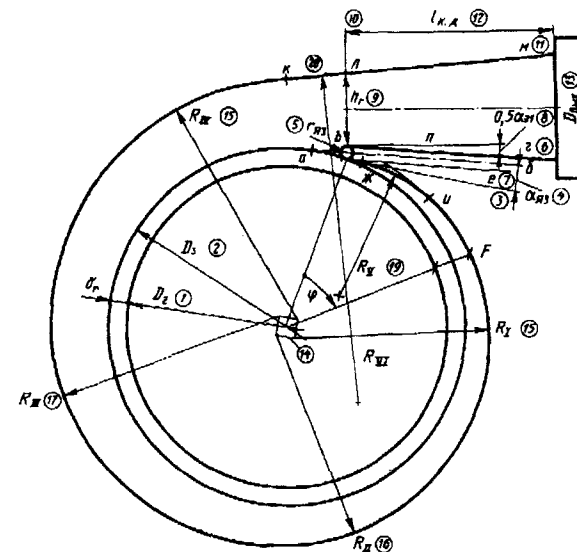


Рис. 11. Спиральный сборник, конический диффузор

В нем частично преобразуется в энергию давления кинетическая энергия потока на выходе из колеса. В насосах применяются спиральные каналы различной формы. Из технологических соображений наиболее распространенными являются каналы прямоугольного сечения.

Основным размером отвода является площадь входа в конический диффузор - площадь горла отвода

$$F_2 = \frac{Q_p}{C_{2u}} \left\{ \frac{A \bar{R}_0 (2 \bar{R}_0 b_3 R_2 + F_2)}{4 \xi_{\kappa, \delta} b_3 R_2} + \sqrt{\left[ \frac{A \bar{R}_0 (2 \bar{R}_0 b_3 R_2 + F_2)}{4 \xi_{\kappa, \delta} b_3 R_2} \right]^2 + \frac{A}{\xi_{\kappa, \delta}}} \right\}^{-1}, \quad (34)$$

где  $R_2$  - внешний радиус колеса насоса;  $b_3$  - ширина сборника, обычно она больше, чем ширина колеса с дисками  $b_{\delta}, b_3 = b_{\delta} + (0,08 \dots 0,12) R_2$ , а  $b_{\delta} = b_2 + (4 \dots 6)$  мм;  $\bar{R}_0 = R_0 / R_2$  - относительный радиус, определяющий зазор между колесом и языком отвода, рекомендуется принять  $\bar{R}_0 = 1,01 \dots 1,03$ ;  $A$  - коэффициент, являющийся функцией коэффициента потерь в коническом диффузоре, который равен  $\xi_{\kappa, \delta} = 0,15 \dots 0,35$ . При  $\xi_{\kappa, \delta} \leq 0,21, A = 0,32$ , при  $\xi_{\kappa, \delta} > 0,21, A = 5,8 \cdot \xi_{\kappa, \delta} - 0,9$ . Определение  $F_2$  по уравнению (34) производится методом последовательного приближения.

Внешний контур спирального сборника строим четырьмя дугами окружности радиусами  $R_I, R_{II}, R_{III}, R_{IV}$ . Центрами окружностей являются угловые точки квадрата со стороной  $(0,18 \dots 0,22) F_2 / b_3$ . Профилирование ведут следующим образом.

1. Рисуем окружность с диаметром колеса  $D_2$ .
2. Рисуем окружность кольцевого безлопаточного отвода  $D_3$ .
3. Через произвольную точку  $a$  проводим касательную к окружности диаметром  $D_3$ .
4. От касательной откладываем угол  $\alpha_2$  и проводим луч  $a-b$ .
5. Строим окружность, определяющую форму кромки языка отвода: с центром на луче  $a-b$ , касающуюся окружности  $D_3$ , имеющую радиус  $r_a$ , лежащий в диапазоне от минимального по технологическим нормам производства (0,0005 м) до  $(0,05 \dots 0,1) \cdot h_2$ . Здесь  $h_2$  - высота горла отвода равная  $F_2 / b_3$  для отвода прямоугольной формы.

6,7. Проводим линии  $b-g$  и  $ж-e$ , касательные к построенной окружности языка отвода и параллельные лучу  $a-b$ .

8. Из точки  $b$  проводим прямую  $b-n$  под углом  $\alpha/2$  (полуугол раскрытия диффузора) к линии  $b-g$ .

9. От точки  $b$  проводим нормаль к линии  $b-n$ . Эта нормаль задает сечение горла отвода, на которой мы можем отложить высоту  $h_2$  найдя точку л.

10.- 13. Строим конический диффузор, откладывая его длину, диаметр и боковые стенки. Профильное сечение стенки сборника строим с помощью дуг окружности.

14. Строим квадрат со стороной  $(0,18 \dots 0,22) \cdot h_2$  и с центром пересечения диагоналей, совпадающим с центром окружности  $D_2$ . Две стороны квадрата ориентированы вдоль луча, соединяющем центр окружности с точкой  $b$ .

15. Проводим дугу радиусом  $R_I = 0,5 D_3 + 2 r_a$ .

16. Проводим дугу радиусом  $R_{II}$ , определяемым графически из условия плавного сопряжения с дугой радиуса  $R_I$ .

17. Проводим дугу радиусом  $R_{III}$ , определяемым графически из условия плавного сопряжения с дугой радиуса  $R_{II}$ .

18. Проводим дугу радиусом  $R_{IV}$ , определяемым графически из условия плавного сопряжения с дугой радиуса  $R_{III}$ .

19. Строим участок стенки сборника, примыкающий к языку, проводя окружность радиуса  $R_V$ , сопрягающую прямую  $ж-e$  и дугу окружности радиуса  $R_I$ .

20. Строим участок стенки  $к-л$ , образуемый дугой окружности  $R_{VI}$ , плавно сопрягающей дугу радиуса  $R_{IV}$  и прямую  $л-м$ .

### 3.10. Конический диффузор

При отсутствии лопаточного диффузора основное торможение потока происходит в коническом диффузоре, где 80-85% динамического напора преобразуется в статический. Конический диффузор выполняется в виде уширяющегося патрубка, входное сечение которого соответствует форме выходного сечения спирального сборника, а выходное сечение круглое (рис. 11), так как он стыкуется с нагнетающим трубопроводом.

Площадь выходного сечения определяется выбранной на выходе из него скоростью  $C_{вых}$ . Обычно  $C_{вых} = (10 \dots 20)$  м/с (при подаче жидкого водорода - до 40 м/с). Длина диффузора определяется углом  $\alpha_3$ , при котором обеспечивается приемлемое значение  $\xi_{\kappa, \delta}$ :

$$\alpha_3 = 2 \arctg \left\{ (D_{вых} - d_{3,2}) / (2 l_{\kappa, \delta}) \right\}$$

где  $d_{3,2} = \sqrt{4 F_2 / \pi}$  - эквивалентный диаметр горла,  $l_{\kappa, \delta}$  - длина диффузора. Обычно  $\alpha_3 = 6 \dots 15^\circ$ .

Потери в коническом диффузоре определяются по формуле

$$L_{\kappa, \delta} = \xi_{\kappa, \delta} c_2^2 / 2,$$

где  $c_2 = Q / F_2$  - скорость в горле диффузора.

Значение  $\xi_{\text{об}}$  можно вычислить по формуле

$$\xi_{\text{об}} = 1,15 \cdot \text{tg } \alpha_2 \sqrt{\bar{F}_{\text{вых}} - 1},$$

где  $\bar{F}_{\text{вых}} = F_{\text{вых}}/F_2$  - относительная площадь выхода из диффузоров (как уже указывалось,  $\xi_{\text{об}} = 0,15 \dots 0,35$ ).

Если после конического диффузора скорость получится больше допустимой, или длина этого диффузора превысит  $(2,5 \dots 6,5)d_{2,2}$ , то применяют ступенчатый конический диффузор или ставят на выходе из колеса кольцевой лопаточный диффузор.

Потери в ступенчатом диффузоре складываются из потерь на трение в конической части и потерь на внезапное расширение:

$$L_{\text{к.д.ст}} = L_{\text{к.д.тр}} + L_{\text{вн.р}} = \xi_{\text{к.д}} \frac{(c_2 - c_{\text{вн.р}})^2}{2} + \frac{(c_{\text{вн.р}} - c_{\text{вых}})^2}{2}, \quad (35)$$

где  $c_{\text{вн.р}}$  - скорость потока в месте перехода от конической к цилиндрической части. Для определения длины конической части ступенчатого диффузора последовательно задаемся несколькими значениями  $c_{\text{вн.р}}$  и выбираем то, при котором будет получена минимальная величина  $L_{\text{к.д.ст}}$ . Затем вычисляем  $d_{\text{к.ч}} = \sqrt{Q/\pi c_{\text{вн.р}}}$ . Если  $\alpha_2$  выбран ранее, то величина  $d_{\text{к.ч}}$  однозначно определяет  $l_{\text{к.ч}}$ .

#### 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ, КПД, МОЩНОСТИ НА РАСЧЕТНОМ РЕЖИМЕ

##### 4.1. Гидравлический КПД

Гидравлические потери в центробежном насосе складываются из потерь в подводе, колесе и отводе:

$$L_z = L_{\text{подв}} + L_{\text{к}} + L_{\text{отв}},$$

где

$$L_{\text{подв}} = \xi_{\text{подв}} \cdot \frac{c_{\text{вх}}^2}{2}; L_{\text{к}} = \xi_{\text{к}} \cdot \frac{u_1^2}{2}; L_{\text{отв}} = \xi_{\text{отв}} \cdot \frac{c_{2u}^2}{2}.$$

Потерями в подводе можно пренебречь, так как скорость  $c_{\text{вх}}$  существенно меньше скоростей  $u_1$  и  $c_{2u}$ . Тогда

$$L_z = \xi_{\text{к}} \frac{u_1^2}{2} + \xi_{\text{отв}} \frac{c_{2u}^2}{2}. \quad (36)$$

Напор, создаваемый насосом, равен разности значений теоретического напора и гидравлических потерь:  $H = H_T - L_z = H_T - L_{\text{к}} - L_{\text{отв}}$ . Гидравлический КПД насоса - это отношение действительного напора к теоретическому:  $\eta_z = H/H_T = 1 - L_z/H_T$ . Разделив уравнение (36) на  $(u_1^2)$ , получим  $\bar{L}_z = \frac{L_z}{u_1^2} = \frac{\xi_{\text{к}}}{2} \bar{D}_1^2 + \frac{\xi_{\text{отв}}}{2} \bar{H}_T^2$ . Отсюда следует

$$\eta_z = 1 - \left( \frac{\xi_{\text{к}} \bar{D}_1^2}{2 \bar{H}_T} + \frac{\xi_{\text{отв}}}{2} \bar{H}_T \right). \quad (37)$$

Здесь  $\xi_{\text{к}}$  - коэффициент потерь центробежного колеса. Его можно определить по формуле

$$\xi_{\text{к}} = 0,15 + \frac{0,18}{0,77 - h_{\text{ч}}}, \quad (38)$$

где  $h_{\text{ч}}$  - доля энергии, передаваемой жидкостью колесом за счет циркуляционного обтекания лопаток потоком:

$$h_{\text{ч}} = 1 - \frac{1 - \bar{D}_1^2}{K_z(1 - q) - \varphi \bar{D}_1^2}; \quad (39)$$

$$\varphi = \frac{c_{1u}}{u_1}.$$

В формуле (37)  $\xi_{\text{отв}}$  - коэффициент потерь в отводе, определяемый по формуле

$$\xi_{\text{отв}} = 0,1 + \xi_{\text{к.д}} (c_2/c_{2u})^2. \quad (40)$$

Основное влияние на  $\eta_z$  оказывает  $\bar{D}_1$ . Также на  $\eta_z$  влияют  $q_p$  и  $\xi_{омв}$ .

При обобщении опытных данных установлены зависимости для ориентировочной оценки гидравлического КПД центробежного насоса по  $\bar{D}_1$ . Для насосов с  $\bar{D}_1 \leq 0,55 \dots 0,65$  гидравлический КПД берется равным  $\eta_z = 0,82 \dots 0,85$ . При  $0,55 \dots 0,65 < \bar{D}_1 \leq 0,8$  и  $z = 12 \dots 18$

$$\eta_z = 0,82 - 10(\bar{D}_1 - 0,65)^2.$$

Установка шнека, как показывают исследования, при  $\bar{D}_1 > 0,5$  приводит к уменьшению гидравлических потерь в центробежном колесе, и, следовательно, к повышению  $\eta_z$ . Это очень важно, так как высокорасходные центробежные колеса имеют большие значения  $\bar{D}_1$ . Поэтому шнек часто применяется не только для повышения антикавитационных качеств насоса, но и для повышения КПД. Опытные данные показывают, что максимальный  $\eta_z$  шнекоцентробежного насоса достигается при оптимальной относительной закрутке  $\varphi$  потока шнеком на входе в центробежное колесо. С увеличением  $\bar{D}_1$  ( $\bar{D}_1 \geq 0,5 \dots 0,55$ ) выигрыш в  $\eta_z$  при постановке шнека возрастает, достигая при  $\bar{D}_1 \approx 0,7$  значений 20...30% [П].

Оптимальное значение закрутки  $\varphi_{opt} = 0,35 \dots 0,45$ . Гидравлический КПД шнекоцентробежного насоса с  $\bar{D}_1 < 0,5$  при  $\varphi \leq \varphi_{opt}$  можно оценить с помощью выражения

$$\frac{(\eta_z)_{\varphi}}{(\eta_z)_{\varphi=0}} = 1 + 2(\bar{D}_1 - 0,45)^2 \cdot \frac{\varphi}{\varphi_{opt}}, \quad (41)$$

где  $(\eta_z)_{\varphi=0}$  - гидравлический КПД насоса при  $c_{1u} = 0$ , определяемый по формуле (37). Выбор оптимальной закрутки потока позволяет компенсировать снижение гидравлического КПД, обусловленное увеличением  $\bar{D}_1$ . Так, например, при оптимальной закрутке  $\eta_z$  шнекоцентробежных насосов, имеющих  $0,5 < \bar{D}_1 \leq 0,7$ , повышается до уровня, соответствующего  $\bar{D}_1 \leq 0,5$ . Увеличение  $\bar{D}_1$  более 0,7 ведет к уменьшению  $\eta_z$  шнекоцентробежного насоса.

Таким образом, при проектировании шнекоцентробежных насосов для повышения КПД следует выбирать  $\bar{D}_1 \leq 0,7 \dots 0,8$  или применять диагональные колеса.

#### 4.2. Расходный КПД

В насосе имеют место потери энергии из-за утечек жидкости из полости высокого в полость низкого давления через щелевые, плавающие или лабиринтные уплотнения. Эти потери оцениваются расходным КПД.

$$\eta_p = \frac{1}{1 + Q_y/Q_p}, \quad (42)$$

где  $Q_y$  - расход утечек;  $Q_p$  - расчетный расход через насос.

Минимальный расход утечек  $Q_y$  должен обеспечить работу подшипников, проточного импеллера, гидрозатвора между турбиной и насосом, разгрузку ротора от осевых сил.

На рис. 12 показана схема утечек жидкости в центробежном насосе.

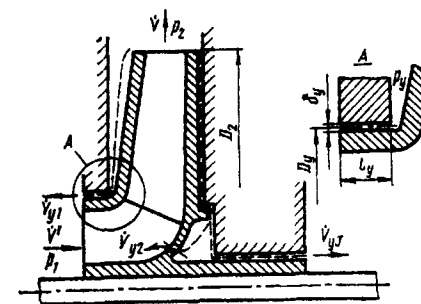


Рис. 12. Схема утечек жидкости в центробежном колесе

Считая, что утечки в насосе происходят через два одинаковых уплотнения, запишем

$$\frac{Q_y}{Q_p} = 1,33 \cdot 10^6 \mu \frac{\delta_y}{D_y} \left(\frac{D_y}{D_1}\right)^2 (\bar{D}_1)^2 \cdot \frac{A}{[K_z \eta_z (1 - q_p)]^{3/2} \cdot n_s^2},$$

где

$$A = \left\{ \eta_{z,k} K_z (1 - q_p) - \frac{1}{2} [K_z (1 - q_p)]^2 - \frac{1}{8} \left[ 1 - \left(\frac{D_y}{D_1}\right)^2 (\bar{D}_1)^2 \right] \right\}^{1/2},$$



$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\xi \cdot l_y}{2\delta_y} + 1,5}}$  - коэффициент расхода, обычно  $\mu = 0,4 \dots 0,5$ ;  $\xi$  - коэффициент

сопротивления (обычно  $\xi = 0,06 \dots 0,08$ );  $D_y = D_0 + (3 \dots 5)$  мм;  $\delta_y = 0,1 \dots 0,3$  мм - радиальный зазор для плавающего уплотнения;  $l_y = (100 \dots 200) \delta_y$ ;  $\eta_{z,k} = \eta_z / \eta_{отв}$  - гидравлический КПД

центробежного колеса;  $\eta_{отв} = \frac{1}{1 + \frac{\xi_{отв}(1-q_p)}{2\eta_z}}$  - гидравлический КПД отвода.

Окончательно формула (42) примет вид:

$$\eta_p = \left\{ 1 + 1,33 \cdot 10^6 \mu \frac{\delta_y}{D_y} \left( \frac{D_y}{D_1} \right)^2 \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \frac{A}{[K \cdot \eta_z (1-q_p)]^3 n_s^2} \right\}^{-1} \quad (43)$$

Расход утечек можно определить по формуле

$$Q_y = 2\mu\pi D_y \delta_y \sqrt{\eta_{z,k} H_T - \frac{c_{2u}^2}{2} - \left[ 1 - \left( \frac{D_y}{D_2} \right)^2 \right] \frac{u_2^2}{8}} \quad (44)$$

Для предварительной оценки  $\eta_z$  можно воспользоваться графиком [2, стр. 164], где представлена зависимость  $\eta_z$  от  $n_s$ ,  $q_p$  и  $K_{D_0}$ . Обратим внимание, что при двустороннем входе  $n_s$  рассчитывается по всему расходу через насос.

#### 4.3. Дискový КПД

На расчетном режиме работы насоса дисковые потери состоят только из потерь мощности на преодоление сил трения наружных поверхностей диска центробежного колеса о жидкость. Мощность дискового трения рассчитывается по формуле

$$N_{тр,д} = 2\rho c_{тр,д} R_2^5 \omega^3, \quad (45)$$

где  $c_{тр,д}$  - коэффициент трения диска.

$$\text{При } Re = \frac{\omega R_2^2}{\nu} < 2 \cdot 10^4$$

$$c_{тр,д} = \frac{\pi R_2}{S \cdot Re} + Re \left( \frac{S}{R_2} \right)^3 \left[ 0,0146 + 0,1256 \left( \frac{S}{R_2} \right)^2 \right],$$

где  $S$  - средний осевой зазор между диском и корпусом насоса.

При  $2 \cdot 10^4 < Re < 10^5$   $c_{тр,д} = 1,334/\sqrt{Re}$ ; при  $Re > 10^5$   $c_{тр,д} = 0,037/\sqrt[3]{Re}$ .

Дискový КПД насоса определяется по формуле

$$\eta_{\delta} = 1 - \frac{N_{тр,д}}{\rho(Q_p + Q_y)H_T + N_{тр,д}}, \quad (46)$$

где  $H_T = H/\eta_z$ .

Дискový КПД можно оценить с помощью графиков [2, с. 166], где представлены зависимости  $\eta_{\delta}$  от  $n_s$ ,  $q_p$  и  $K_{D_0}$ .

#### 4.4. Внутренний КПД

Внутренний КПД насоса определяется произведением

$$\eta_{вн} = \eta_z \eta_{\delta} \eta_p = \frac{\rho Q_p H}{N_{вн}}, \quad (47)$$

где  $N_{вн} = \rho \times (Q_p + Q_y) \times H_T + N_{тр,д}$

По зависимости  $\eta_{вн}$  от  $n_s$  и  $q_p$  можно предварительно оценить  $\eta_{вн}$  [2, с. 166].

#### 4.5. Механический КПД

Механические потери включают в себя потери в подшипниках, контактных и импеллерных уплотнениях. Как правило, большая часть механических потерь насоса обусловлена использованием импеллеров.

Механический КПД насоса определяется по формуле

$$\eta_{мех} = 1 - \frac{N_{мех}}{N}. \quad (48)$$

При отсутствии импеллерных уплотнений  $\eta_{мех} = 0,99 \dots 0,995$ . При их наличии  $\eta_{мех} = 0,95 \dots 0,97$ .

#### 4.6. Полный КПД насоса

Полный КПД насоса  $\eta_n$  характеризует эффективность преобразования потребляемой энергии в полезную. Значение  $\eta_n$  можно рассчитать следующим образом:

$$\eta_n = \eta_{вн} \eta_{мех} = \eta_z \eta_{\delta} \eta_p \eta_{мех} = \frac{\rho Q_p H}{N_n}, \quad (49)$$

где  $N_n$  - потребляемая мощность насоса,  $N_n = \rho Q_p H$  - полезная мощность насоса.

## 5. РАСЧЕТ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСА И ШНЕКА

Энергетическими характеристиками насоса называются зависимости напора, КПД и мощности от расхода и угловой скорости вращения вала:

$$H, \eta, N = f(Q, \omega).$$

В процессе эксплуатации насос может работать на режимах, отличающихся от расчетного, поэтому нужно уметь рассчитать энергетические характеристики, чтобы знать любой параметр при данном режиме.

## 5.1. Напорная характеристика насоса

Напорная характеристика насоса рассчитывается по известной зависимости потерь энергии в колесе и отводе от геометрических и режимных параметров. На основании опытных данных для диффузорных колес с  $F_1/F_2 \leq 1$ , для которых можно принять  $K_z = K_{zp}$ , в работе [1] получены следующие соотношения для расчета:

при  $\bar{Q} = Q/Q_p \leq 1$  ( $Q_p$  - расчетный режим работы по расходу)

$$\bar{H} = \frac{H}{u_2^2} = K_z(1 - \bar{Q}q_p) - \frac{\xi_k}{2} \bar{D}_1^2 \frac{(1 - \bar{Q}q_p)^2}{1 - q_p} - \frac{\xi_{oms}}{2} K_z^2 (1 - \bar{Q}q_p)^2 - 0,5AK_z^2(1 - \bar{Q})^2, \quad (50)$$

где  $A = 0,32$  при  $\xi_{k,d} \leq 0,21$  и  $A = 1,52\xi_{k,d}$  при  $\xi_{k,d} > 0,21$ ;

при  $\bar{Q} \geq 1$

$$\bar{H} = K_z(1 - \bar{Q}q_p) - \frac{\xi_k}{2} \bar{D}_1^2 - \frac{\xi_{oms}}{2} K_z^2 (1 - \bar{Q}q_p)^2 - 0,5AK_z^2(\bar{Q} - 1)^2. \quad (51)$$

Здесь и далее второй подстрочный индекс "p" соответствует значению параметра на расчетном режиме. Коэффициент напора на расчетном режиме определяется по формуле

$$\bar{H}_p = \frac{H_p}{u_2^2} = K_z(1 - q_p) - 0,32\bar{D}_1^2 - 0,1K_z^2(1 - q_p)^2. \quad (52)$$

Разделив выражение (50) или (51) на (52), получим формулы для расчета и построения напорных характеристик в относительных координатах  $\bar{H} - \bar{Q}$ , где  $\bar{H} = H/H_p$ . В графическом виде эта зависимость показана на рис. 13. Основное влияние на вид характеристики оказывает расходный параметр  $q_p$ . С уменьшением  $q_p$  падает  $\bar{H}$  в области  $\bar{Q} < 1$  и возрастает при  $\bar{Q} > 1$ . Увеличение  $q_p$  ведет к возрастанию наклона характеристики в расчетной точке. Форма характеристики имеет большое значение для регулирования параметров насоса и ДУ в целом.

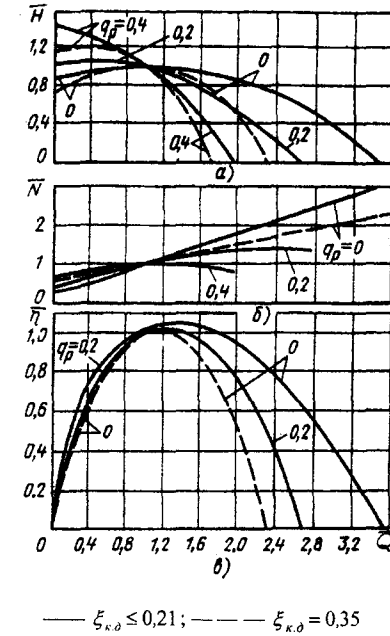


Рис. 13. Энергетические характеристики насоса

## 5.2. КПД-характеристика

КПД-характеристикой называется зависимость полного КПД насоса  $\eta_n$  от расхода при  $\omega = const$ . Зависимость относительного КПД  $\bar{\eta}_n = \eta_n/\eta_p$  от расхода выражается следующим образом [1, с. 118]:

$$\bar{\eta}_n = \bar{Q} \cdot \bar{H} \frac{(1 - q_p)(1 + a) + b}{(1 - \bar{Q}q_p)(\bar{Q} + a) + b + \bar{N}_{z.m.0}(1 - 1,67\bar{Q})[(1 - q_p)(1 + a) + b]}, \quad (53)$$

где  $a = \frac{1 - \eta_{p,p}}{\eta_{p,p}}$ ;  $b = \frac{(1 - \eta_{o,p}\eta_{вex,p})(1 - q_p)}{\eta_{p,p}\eta_{o,p}\eta_{вex,p}}$ ;  $\bar{N}_{z.m.0} = N_{z.m.0}/N_p$  - мощность гидравлического

торможения при  $\bar{Q} = 0$ , обусловленная наличием обратных токов на входе в шнек и на выходе из рабочего колеса, которые образуются при малых расходах. По данным экспериментов, мощность гидравлического торможения при  $\bar{Q} \geq 6$  равна нулю.

Мощность гидравлического торможения при  $\bar{Q} < 0,6$  можно определить по выражению

$$\bar{N}_{г.т.0} = 0,11 \cdot \frac{\eta_{р.р} \eta_{о.р} \eta_{мех.р}}{(c_z/c_{2u})(1-q_p)^2}$$

На рис. 13, в приведены рассчитанные по формуле (53) КПД – характеристики для различных  $q_p$ .

### 5.3. Мощностная характеристика

Мощностная характеристика насоса  $\bar{N} \approx \bar{Q}(\bar{N} = \frac{N}{N_p})$  может быть рассчитана по напорной и КПД – характеристике. В общем виде эта зависимость может быть записано так:

$$\bar{N} = \frac{\bar{Q} \times \bar{H}}{\eta}$$

Для каждого значения  $\bar{Q}$  можно подсчитать относительные значения  $\bar{H}$  и  $\bar{\eta}$ , а затем определить  $\bar{N}$ . На рис. 13, б представлены зависимости  $\bar{N}$  от  $\bar{Q}$  для различных  $q_p$ .

### 5.4. Напорная характеристика шнека

Поскольку шнек при определенных условиях может создавать напор, то введем его напорную характеристику, которая обычно рассчитывается по среднему диаметру  $D_{ср}$ . Теоретический напор шнека может быть определен по зависимости

$$H_T = u_{ср}^2(1 - q_u), \quad (54)$$

где  $u_{ср}$  - окружная скорость на  $D_{ср}$ ;  $q_u$  - расходный параметр, равный отношению объемного расхода к расходу, при котором теоретический напор шнека равен нулю:

$$q_u = \frac{Q}{Q_{H_T=0}} = \frac{c_z}{u_{ср} \cdot \rho g \beta_{л.ср}} = \bar{c}_z \operatorname{ctg} \beta_{л.ср}$$

Формулу (54) можно преобразовать к виду  $H_T/\omega^2 = 0,25 D_{ср}^2(1 - q_u)$ . Таким образом, теоретическая зависимость  $H_T/\omega^2 = f(q_u)$  является линейной (рис. 14). Действительная характеристика, как показывают эксперименты, является также линейной, поэтому ее можно построить, если известны координаты двух точек.

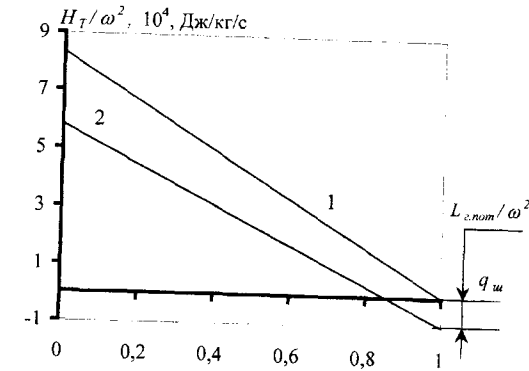


Рис. 14. Напорная характеристика шнека.  
1- теоретическая, 2- действительная.

Обычно значения напоров определяют в двух точках:  $q_u = 1$  и  $q_u = 0$ . Режим  $q_u = 1$  характеризуется тем, что на всех радиусах угол натекания потока равен углу установки лопатки, т.е.  $i_{ср} = 0$  при  $S = const$ . Следовательно, на этом режиме напор шнека будет отрицательным за счет гидравлических потерь на трение, определяемых по формуле

$$L_{с.ном} = \lambda \frac{b_{ср} w_0^2}{D_s \cdot 2}$$

Здесь  $D_s = \frac{4 h_l a_{ср}}{2(h_l + a_{ср})}$  - гидравлический диаметр,  $a_{ср} = \{ \pi D_{ср} - z(\delta_{ср}/\sin \beta_{л.ср}) \} \sin \beta_{л.ср}$ ,

$z$  - ширина межлопаточного канала;  $w_0$  - относительная скорость в межлопаточном канале на режиме  $Q_{H_T=0}$ ,  $w_0 = Q_{H_T=0}/(h_l a_{ср} z)$ ;  $h_l = (D_u - d_u)/2$  - высота лопаток шнека;  $\delta_{ср}$  - толщина лопатки шнека на среднем диаметре;  $\lambda$  - коэффициент сопротивления, принимаемый равным 0,011...0,016.

Для данного режима получим  $H_{H_T=0} = -L_{с.ном}$  или  $H_{H_T=0}/\omega^2 = -L_{с.ном}/\omega^2$ . Для  $q_u = 0$ :  $\frac{H_{Q=0}}{\omega^2} = K \frac{H_{T,Q=0}}{\omega^2}$ , где  $K = 0,45...0,58$  - опытный коэффициент.

Определив расчетное значение  $q_u$ , можно по рис. 14 определить напор шнека  $H_u$  и сравнить со значением  $H_u$ , заложенным в расчет совместной работы шнека с центробежным колесом.

## 5.5. Срывная кавитационная характеристика насоса

Срывная кавитационная характеристика насоса - это зависимость напора насоса  $H$  от давления на входе. На рис. 15 показана типичная для шнекоцентробежного насоса срывная кавитационная характеристика. На ней отмечены характерные точки - начало кавитации, критический и срывной режимы. Кавитационные характеристики обычно получают при стендовых испытаниях насосов. Расчет характеристики можно провести следующим образом, определив значения параметров в характерных точках.

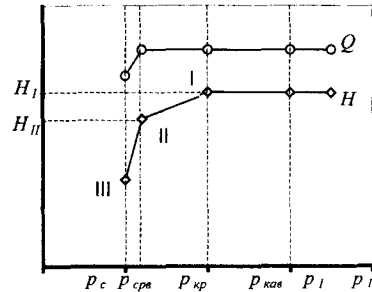


Рис. 15. Срывная кавитационная характеристика насоса

Давление на входе в насос (точка начала кавитации  $p_{кас}$ ), при котором возникает кавитация, но напор насоса еще не изменяется, может быть определено по формуле

$$p_{кас} = \lambda_{кас} (\rho w_{1ср}^2 / 2) + p_n,$$

где  $w_{1ср}$  - относительная скорость потока на входе в шнек на  $D_{ср}$ ;  $\lambda_{кас}$  - коэффициент кавитации, соответствующий начальной стадии развития кавитации в шнеке, определяется по экспериментальной зависимости (при  $q_{ш} = 0,25 \dots 0,75$ ,  $\lambda_{кас} = 0,71 + 0,87 q_{ш} + 0,32 q_{ш}^2$ ).

Давление, характеризующее критический режим, при котором начинается снижение напора, определяется по зависимости  $p_{кр} = \lambda_{кр} (\rho w_{1ср}^2 / 2) + p_n$ ,

где  $\lambda_{кр}$  - коэффициент кавитации для критического режима

$$\lambda_{кр} = (1,44 - 0,7 q_{ш}) \left[ 0,02 + \frac{0,12 + (\sin \beta_{2,ср} - \sin \beta_{1,ср})}{\tau_{ср}} \right]$$

Здесь  $\beta_{1,ср}$  и  $\beta_{2,ср}$  - углы установки лопатки шнека на входе и выходе. Для шнека постоянного шага  $\beta_{1,ср} = \beta_{2,ср}$ .

Напор насоса на срывном режиме равен  $H_{срв} = H(1 - \delta_{срв})$ , где  $\delta_{срв}$  - относительное

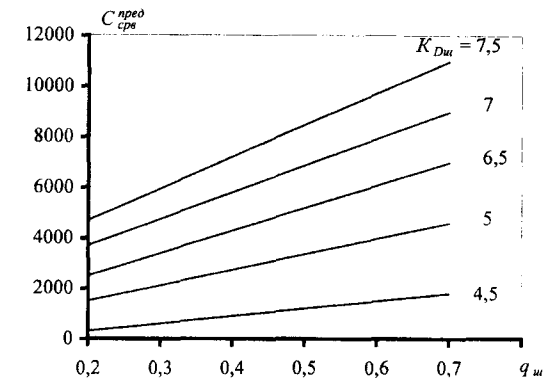
падение напора насоса при переходе от критического к срывному режиму. Приблизительно  $\delta_{срв}$  может быть подсчитано по зависимости [1] (при  $\delta_{срв} < 0$  следует принимать  $\delta_{срв} = 0$ )

$$\delta_{срв} = 12 + 26,1 \left( \frac{1}{\tau_{ш}} - 0,53 \right) + 12,5(0,5 - q_{ш}) - \left( 1,46 + \frac{21,3}{5 + \Delta\beta_{\Sigma}} \right) (\tau_{ср} - 0,6),$$

где  $\tau_{ш}$  - густота решетки центробежного колеса

$$\tau_{ш} = \frac{z(D_2 - D_1)}{\pi(D_2 + D_1) \sin \left( \frac{\beta_{2,ср} + \beta_{1,ср}}{2} \right)};$$

$\Delta\beta_{\Sigma} = \beta_{2,ср} - \beta_{1,ср}$  - угол изогнутости шнека. Для шнека постоянного шага  $\Delta\beta_{\Sigma} = 0$ . Давление, соответствующее срывному режиму,  $p_{срв} = \rho \Delta h_{срв} + p_n - \rho c_{срв}^2 / 2$ ,  $\Delta h_{срв}$  определяется по (20).

Рис. 16. Зависимость  $C_{срв}^{пред}$  от  $q_{ш}$ 

Поскольку антикавитационные свойства правильно спроектированного шнекоцентробежного насоса определяются шнеком, то можно найти кавитационный коэффициент быстроходности для срывного режима (2-й критический режим) по формуле

$$C_{срв}^{пред} = 36,5 K_{Dш}^3 \cdot q_{ш}^{3,4} \text{ в диапазоне } K_{Dш} = \frac{24,32 \sqrt{1 - a^2}}{(C_1 / U)_{периф}} = 5,4 \div 8,3 \text{ и } q_{ш} = 0,18 \dots 0,72.$$

На рис. 16 показан предельный кавитационный коэффициент быстроходности  $C_{срв}^{пред}$  в зависимости от  $q_{ш}$ , причем угол заострения (клиновидности) входного участка профиля лопатки должен быть меньше угла атаки. После определения координат характерных точек строится срывная кавитационная характеристика шнекоцентробежного насоса. Чем больше  $q_{ш}$ , тем меньше нагрузка на лопатку и выше  $C_{срв}$ . Для уточнения полученных результатов можно сравнить эти значения  $C_{срв}$  с соответствующей величиной, заложенной в начале расчета на кавитацию.

## 6. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАТОК РАБОЧЕГО КОЛЕСА

К профилированию лопаток центробежного колеса приступают после того, как рассчитаны его основные размеры - диаметры входа  $D_1$  и выхода  $D_2$ , углы установки лопатки на входе  $\beta_{1n}$  и выходе  $\beta_{2n}$ , ширина колеса на входе  $b_1$  и выходе  $b_2$  и др.

Построение меридионального сечения колеса и лопатки в плане проводится с целью получения наилучшей в гидравлическом отношении формы канала, т.е. для получения высокого гидравлического КПД насоса.

### 6.1. Профилирование канала колеса в меридиональном сечении

По известному из расчета коэффициенту быстроходности колеса  $n_s$  можно приблизительно судить о форме меридионального сечения колеса. При малых  $n_s$  (менее 50) меридиональное сечение колеса узкое и длинное, с увеличением  $n_s$  канал становится короче и шире. Кроме того, величина  $n_s$  в известной степени определяет форму средней линии меридионального сечения, которой при построении нужно задаваться.

Узкие, не уширенные на входе колеса, строятся в соответствии с уравнением:  $b_i = Q / \pi 2 R_i C_{mi}$ . Для построения сечения необходимо задаться законом изменения скорости  $C_m$  от входа на лопатку ( $C_{1m}$ ) до выхода ( $C_{2m}$ ). Обычно принимают линейный характер изменения скорости:  $C_{2m} = (0,6 \dots 1,0) C_{1m}$  (рис. 17, а). По текущему значению радиуса  $R$ , с помощью данного графика можно определить значение  $C_m$ , и затем ширину канала в данном сечении. Отмечая положение сечения на средней линии, очерчиваем окружности радиусом  $b_i/2$ . Контур канала в меридиональном сечении получается как огибающая этих окружностей (рис.17, б). Отметим, что чем меньше шаг по радиусу, тем более плавным получается профиль колеса.

Для колес с уширенным входом, обладающих высокими антикавитационными качествами, меридиональное сечение полностью определяется шириной колеса на входе  $b_1$  и на выходе  $b_2$ . Очертания боковых стенок выполняются плавными линиями и в случае необходимости могут корректироваться по конструктивно-технологическим соображениям. Так, например, рекомендуется очертания поверхностей переднего и заднего дисков рабочего колеса выполнять отрезками прямых и дугами окружности. Уширение канала на участке поворота потока из осевого направления в радиальное следует производить за счет увеличения радиуса кривизны переднего (ведомого) диска рабочего колеса. Это способствует выравниванию скоростей по сечению канала на повороте, вследствие чего улучшаются антикавитационные качества насоса.

Необходимо отметить, что при профилировании нужно учитывать опыт, накопленный при отработке и доводке насосов, чтобы обеспечить их высокий гидравлический КПД.

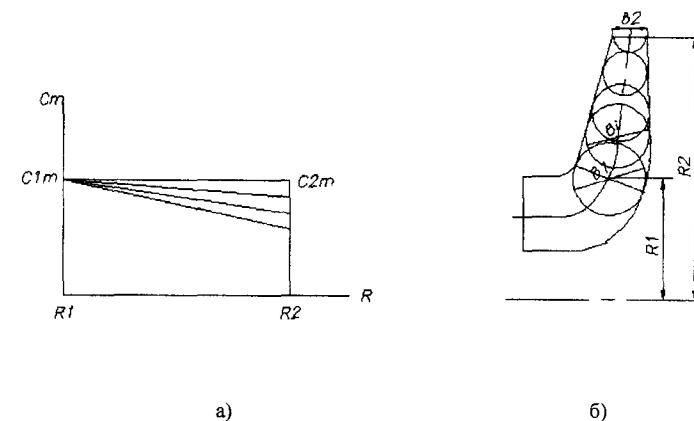


Рис. 17.

а) Распределение меридиональной скорости по радиусу, б) профилирование меридионального сечения

### 6.2. Профилирование лопаток центробежного колеса

Профилирование лопаток следует осуществлять так, чтобы создать более благоприятные условия для обтекания ее контура потоком, что соответствует минимуму гидравлических потерь.

При профилировании лопатки можно использовать один из двух методов - точный или приближенный. При построении лопатки точным методом она профилируется исходя из принятого на основе опыта закона изменения скоростей  $C_m$  и  $W$  в функции длины средней линии  $S$  канала. Закон должен быть плавным, без минимумов и максимумов. При построении приближенным методом выдерживаются полученные из расчета значения углов установки лопатки на входе  $\beta_{1n}$  и на выходе  $\beta_{2n}$ , при произвольном профиле лопатки в плане, т.е. при произвольной форме межлопаточного канала. Такой канал в случае необходимости нужно исправить и привести в соответствие с проверенными формами, которые используются на практике и имеют высокие гидравлические показатели (меньшие гидравлические потери).

В центробежных колесах с отношением диаметров  $D_1/D_2 \leq 0,55$  основную роль в передаче энергии жидкости играют кориолисовы силы. В указанных насосах используются более простые и, следовательно, технологичные профили лопаток. Такие лопатки называются цилиндрическими (их образующие параллельны оси колеса).

На практике широкое распространение получил способ построения средней линии профиля цилиндрической лопатки дугой окружности (рис. 18). Он состоит в следующем. Проведем окружности диаметрами  $D_1$  и  $D_2$ . На окружности диаметром  $D_2$  выберем произвольную точку  $A$  и соединим ее с центром  $O$  окружности. От радиуса  $OA$  отложим угол

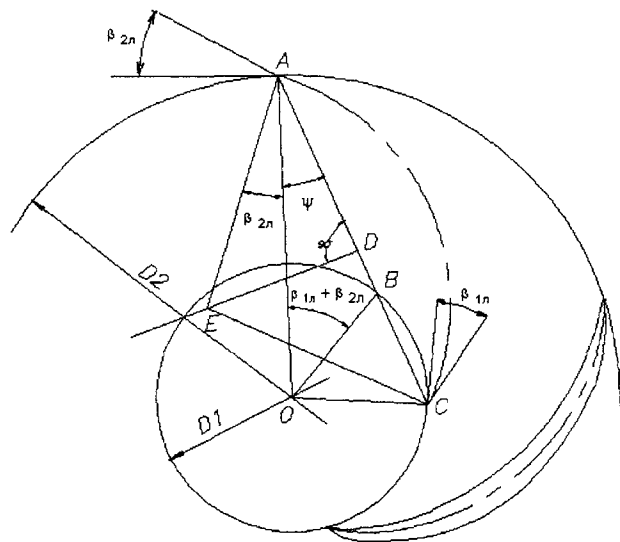


Рис. 18. Построение профиля лопатки дугой окружности

$(\beta_{1n} + \beta_{2n})$  до пересечения с окружностью радиуса  $D_1$  и получим радиус  $OB$ . Соединим точки  $A$  и  $B$ , и эту линию продолжим до пересечения с окружностью диаметра  $D_1$ , в точке  $C$ . Из точки  $A$  проведем луч под углом  $\beta_{2n}$  влево от  $OA$ . Разделим отрезок  $AC$  пополам и из точки  $D$  в середине восстановим перпендикуляр, до пересечения его с лучом, проведенным из точки  $A$  под углом  $\beta_{2n}$ . Точка  $E$  и будет являться центром радиуса средней линии профиля лопатки (дуга  $AC$ ). Легко доказать, что дуга  $AC$  наклонена к окружности диаметра  $D_1$  под углом  $\beta_{1n}$ , а к окружности диаметра  $D_2$  - под углом  $\beta_{2n}$ .

Метод построения цилиндрических лопаток двумя дугами окружности также получил широкое распространение (рис. 19). Окружность диаметра  $D_1$  разбивается на  $z$  равных частей (по числу лопаток). Диаметром  $d_1 = D_1 \sin \beta_{2n}$  строится вспомогательная окружность. Из точек  $A$  и  $A_1$  (начала двух расположенных рядом лопаток) проводятся касательные к окружности диаметра  $d_1$ .

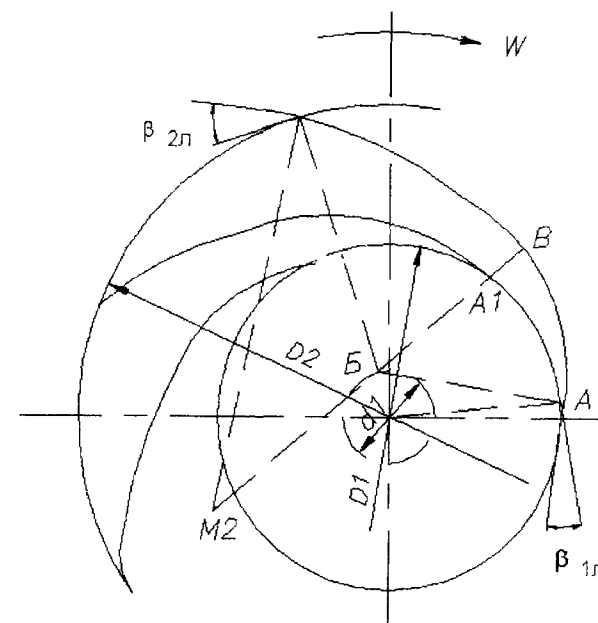


Рис. 19. Построение профиля лопатки двумя дугами окружности

Точка  $B$  пересечения касательных является центром дуги  $AB$ , определяющей входной участок лопатки. Продолжение лопатки до выходного диаметра  $D_2$  осуществляется путем подбора дуги окружности с центром в точке  $M_2$  на продолжении отрезка  $BE$ . При этом необходимо обеспечить, чтобы описанная этой дугой лопатка пересеклась с окружностью диаметра  $D_2$  под углом  $\beta_{2n}$ .

Для более благоприятного распределения давлений по напорной стороне лопатки ее начальный участок следует очерчивать дугой окружности с центром в точке  $M_1$  (рис. 20, а). При этом центр указанной окружности лежит на продолжении касательной  $AE$ . Точка  $C$  выбирается произвольно, но ниже точки  $B$ , лежащей на продолжении касательной  $EA_1$ . Радиус второй дуги, который является продолжением средней линии лопатки, можно определить по формуле

$$r_{M_1C} = r_{M_1D} = \frac{1}{2} \frac{R_2^2 - r_c^2}{R_2 \cos \beta_{2n} - r_c \cos \beta_c},$$

где  $r_c$  - расстояние от центра колеса до точки  $C$ ;  $\beta_c$  - угол между касательной к средней линии профиля лопатки и направлением окружной скорости в точке  $C$ ;  $R_2$  - наружный радиус колеса.

При больших углах лопатки на выходе ( $\beta_{2n} \geq 60^\circ$ ) построение легче проводить с помощью параболы. Она должна пересекать окружность диаметра  $D_1$  под углом  $\beta_{1n}$ , а окружность диаметра  $D_2$  — под углом  $\beta_{2n}$  (рис. 20, б). Угол охвата лопатки  $\theta$  выбирается в пределах  $80 \dots 120^\circ$  (большим  $n$ , соответствуют меньшие  $\theta$ ).

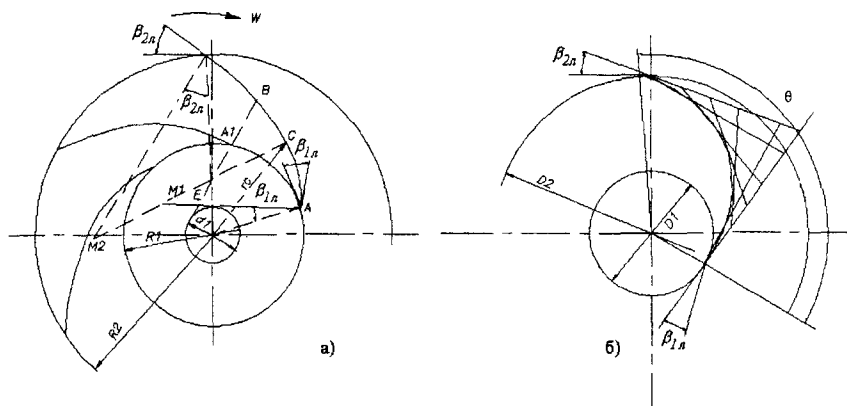


Рис. 20. Построение профиля лопатки  
а) с помощью касательных, б) с помощью параболы

Законом изменения толщины профиля от входа к выходу, как правило, задаются. Как правило, максимальную толщину  $\delta_{max}$  лопатка имеет в середине длины профиля ( $\delta_{max}/b_n = 0,05 \dots 0,08$ ). Входная и выходная кромки лопатки заостряются на расстоянии, равном  $0,2 \dots 0,3$  от ее длины. Кроме того, при профилировании следует обеспечить плавное увеличение толщины профиля лопатки.

Так как указанные способы профилирования являются приближенными, необходимо проверить закон изменения проходных сечений межлопаточного канала, нормальных к линиям тока в относительном движении. Площадь проходных сечений  $F_i$  определяется произведением диаметра  $a_i$  вписанной в межлопаточный канал окружности на ширину  $b_i$  канала в меридиональном сечении на том же радиусе (рис. 21), на котором выбран диаметр  $a_i$ .

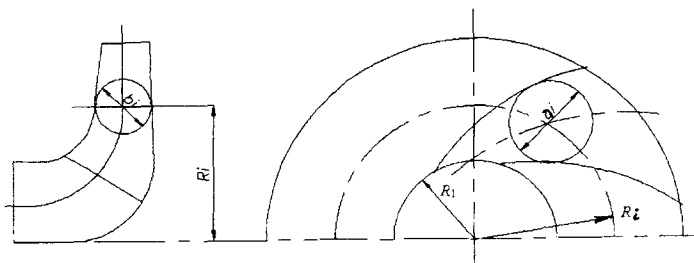


Рис. 21. Определение площади проходного сечения

Закон изменения проходных сечений должен быть плавным и по возможности приближаться к зависимости, изображенной на рис. 22, которая характерна для рабочих колес. На рисунке приняты следующие обозначения:  $S$  — часть средней линии от  $R_1$  до  $R_2$  в плане, на которой размещаются центры окружностей  $a_i$ , от первой до последней;  $F_{S=0}$  — площадь входа на  $R_1$ . Уширение канала на  $\Delta = 10 \dots 20\%$  в зоне поворота потока ликвидирует диффузорное течение. При отклонении от указанного закона следует изменить площади проходных сечений за счет изменения меридионального сечения колеса.

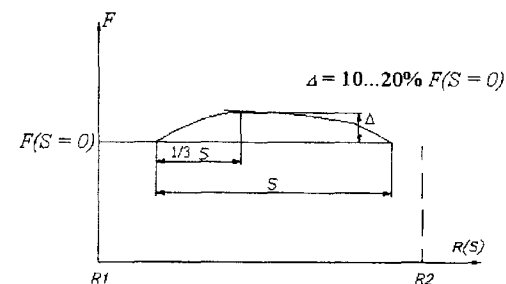


Рис. 22. Изменение площади проходного сечения колеса

### 6.3. Профилирование лопаток по точкам

Этот метод не требует проверки сечений межлопаточного канала. Канал профилируется таким образом, чтобы обеспечивался заданный закон изменения относительной скорости  $W$  и меридиональной составляющей скорости  $C_m$  и толщины лопатки  $\delta$  вдоль канала (рис. 23). Таким способом обеспечиваются благоприятные условия для обтекания контура лопатки потоком, что соответствует максимуму гидравлического КПД —  $\eta_v$ . Наиболее экономичные колеса с устойчивым течением имеют отношение относительных скоростей на входе и выходе  $W/W_{2\infty} = 1,0 \dots 1,4$ . Текущий угол лопатки определяется из зависимости:  $\sin \beta_{1n} = \frac{C_m}{W} + \frac{\delta}{r}$ . Профилирование лопатки более целесообразно проводить с помощью построения ее профиля в полярных координатах, которые связывают приращение центрального угла  $d\theta$  с приращением радиуса  $dR$  (рис. 24). Такое профилирование проводится в колесах с почти радиальным (в пределах от  $R_1$  до  $R_2$ ) направлением средней линии меридионального сечения. Связь между текущими значениями координат профиля можно задать дифференциальным уравнением с разделяемыми переменными:

$$\int_{\theta_1}^{\theta_2} d\theta = \int_{R_1}^{R_2} \frac{dR}{R \operatorname{tg} \beta_n}$$

Так как зависимости  $\beta_i$  и  $\delta$  от радиуса задаются в виде графиков или таблиц, интегрирование проводится численным методом, в соответствии с которым приращения функции и аргумента связаны соотношением  $\Delta\theta = \Delta R / tg\beta_i$ .

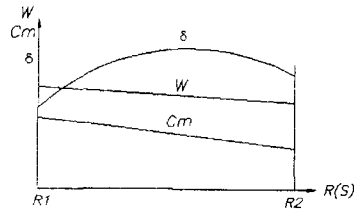


Рис. 23. Изменение скоростей и толщины лопатки

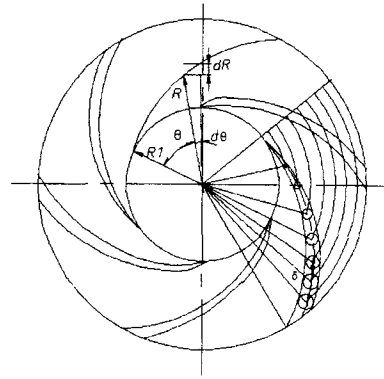


Рис. 24. Построение профиля лопатки в полярных координатах

Расчет обычно ведется по равным долям длины окружности  $\Delta S$ . Можно принять  $\Delta S = 10 \text{ мм}$ . Подынтегральная функция  $B_i = \frac{1}{R_i \cdot tg\beta_{i1}} S_i$ . Тогда расчетная схема численного решения может быть представлена в виде  $\Delta\theta = \Delta R (B_i + B_{i+1})/2$ , где  $\Delta\theta$  — приращение центрального угла;  $\Delta R$  — приращение радиуса;  $B_i$  и  $B_{i+1}$  — значения подынтегральной функции в начале и конце участка. Суммируя  $\Delta\theta$ , получим:  $\theta_k = \sum_{i=1}^k \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta R_i$ . После вычисления  $\theta$  как функции  $R$  в плане наносят соответствующие точки и строят среднюю линию лопатки по точкам. Результаты расчета сводятся в таблицу (см. табл. 1).

Таблица 1

Результаты расчета

| № участка | S  | $R_i$  | $C_m$    | $W$    | $\delta$    | $t$    | $\beta_i$    | $B_i$ | $B_{cp} = \frac{B_i + B_{i+1}}{2}$ | $\Delta\theta$   | $\theta$                          |
|-----------|----|--------|----------|--------|-------------|--------|--------------|-------|------------------------------------|------------------|-----------------------------------|
| 1         | 0  | $R_1$  | $C_{1m}$ | $W_1$  | $\delta_1$  | $t_1$  | $\beta_{1,}$ | $B_1$ | $B_{cp1}$                          | $\Delta\theta_1$ | 0                                 |
| 2         | 10 | $R''$  | $C''_m$  | $W''$  | $\delta''$  | $t''$  | $\beta_{2,}$ | $B_2$ | $B_{cp2}$                          | $\Delta\theta_2$ | $\Delta\theta_1$                  |
| 3         | 20 | $R'''$ | $C'''_m$ | $W'''$ | $\delta'''$ | $t'''$ | $\beta_{3,}$ | $B_3$ | $B_{cp3}$                          | $\Delta\theta_3$ | $\Delta\theta_1 + \Delta\theta_2$ |

При значениях  $\bar{D}_1 = D_1/D_2 \geq 0,55$  лопатки должны иметь более совершенную форму, так как в этом случае возрастает роль циркуляционных сил при передаче энергии от колеса к жидкости. Увеличение отношения  $\bar{D}_1$  и, соответственно, коэффициента быстроходности  $n_s$  при одном и том же расходе связано с повышением частоты вращения насоса. Это позволяет уменьшить его габариты и массу всего агрегата. Для радиально-осевых колес при отношении  $\bar{D}_1 \geq 0,55$  поверхность лопатки, если расположить ее только в радиальной части колеса, значительно сокращается, удельная нагрузка на лопатку увеличивается, и тем самым понижаются кавитационные качества насоса.

Целесообразно также увеличить поверхность лопастей, располагая их не только в радиальной части потока, но и в месте перехода потока из осевого в радиальный, что приближает лопатки к оси насоса. В результате уменьшаются окружные и относительные скорости при входе потока на лопатки колеса. Следствием этого является уменьшение гидравлических потерь и улучшение всасывающей способности колеса.

Внос части поверхности лопатки ко входу в область перехода потока из осевого в радиальный приводит к наклонному расположению входной кромки лопатки по отношению к оси колеса. Входные кромки лопаток, расположенные на разном расстоянии от оси, обладают различными окружными скоростями  $U_1$ . В этом случае углы  $\beta_{i1}$  безударного поступления потока на лопатку, определяемые по уравнению  $tg\beta_i = C_{1m}/U_1$  становятся переменными по линии входной кромки. Лопатка приобретает форму поверхности двоякой кривизны. Применение лопаток двоякой кривизны позволяет довести  $n_s$  центробежных колес с входной кромкой, параллельной оси, до 250...300. При наклонном расположении выходной кромки, т.е. при диагональном направлении потока в колесе, коэффициент быстроходности может быть доведен до значения 400 и выше, что важно при проектировании бустерных насосов.

Использование лопаток двоякой кривизны в колесах с малым  $n_s$  позволяет повысить их кавитационные качества. Расчет таких лопаток значительно сложнее, чем цилиндрических, поскольку лопастная система располагается в области поворота потока, и возникающее на входе лопатки неоднородное поле скоростей создает значительное различие в условиях работы входных кромок лопаток вблизи втулки и вблизи обода колеса. Вследствие этого необходимо применять иные способы профилирования, которые отражают закономерности реального процесса и позволяют обобщать накапливаемый опыт. Таким образом представляется возможным совершенствовать методику профилирования.



Рассмотрим метод построения лопатки двойкой кривизны с помощью конформного отображения поверхности тока на поверхность вращения, разворачивающуюся на плоскость. В качестве такой поверхности можно взять поверхность цилиндра или конуса. Эту поверхность называют отображающей. В общем случае конформным отображением одной поверхности на другую называется геометрическое преобразование, при котором значения углов между любыми пересекающимися линиями сохраняются и таким образом элементарные фигуры остаются подобными. Наиболее часто применяется отображение на цилиндр.

Профилирование лопаток колеса ведется путем построения линии пересечения поверхности лопатки с так называемыми отображаемыми поверхностями - с покрывными дисками и конгруэнтными им вспомогательными поверхностями вращения, которые разбивают колесо на более узкие колеса. Обычно для тихоходных колес ( $n_s = 80 \dots 120$ ) достаточно ограничиться тремя поверхностями тока. Следы этих поверхностей на меридиональном сечении обычно называют "струйками". Профилирование ведут для всех трех струек. Поверхности тока проводятся так, чтобы расход жидкости через рабочее колесо делился на равные части, т.е. нормальное сечение колеса должно быть разделено на равные площади. Средняя линия тока (струйка) проводится таким образом, чтобы выполнялось равенство:

$$2\pi r'_i b'_i = 2\pi r''_i b''_i \text{ или } r'_i b'_i = r''_i b''_i,$$

где  $b'_i$  и  $b''_i$  - диаметры окружностей, вписанных между линиями тока и расположенных на нормалях к этим линиям;  $r'_i$  и  $r''_i$  - расстояние от оси вращения колеса до центров окружностей (рис. 25).

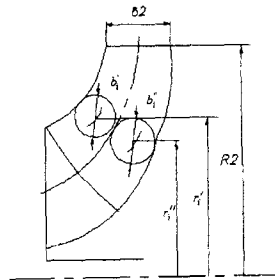


Рис. 25. Профилирование лопаток

Приближенное профилирование лопаток при помощи конформных отображений основывается на том, что если на одной поверхности вращения (например, на цилиндре) имеется кривая, наклоненная к окружности под определенными углами, то эту кривую можно перенести на другую поверхность вращения таким образом, что углы наклона кривой к окружности останутся теми же. На рис. 26 показаны отображаемая (а) и отображающая (б) поверхности.

При переносе соблюдается подобие треугольников  $A'B'C'$  и  $ABC$ , в результате чего получаем соотношение

$$\Delta L/R = \Delta l/r = const \text{ и } \alpha = \alpha' \quad (55)$$

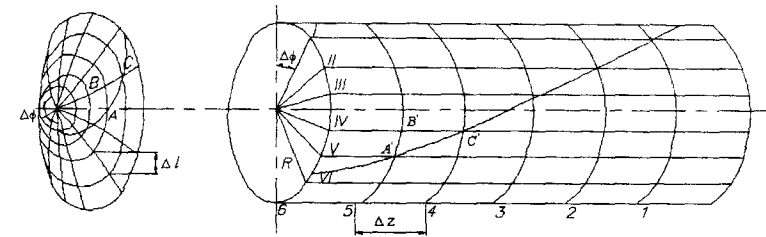


Рис. 26. Профилирование лопаток

Профилирование лопатки начинают после того, как определено меридиональное сечение колеса и известны треугольники скоростей на входе и выходе лопатки. Входная кромка лопатки в меридиональном сечении должна образовывать с боковыми поверхностями угол, близкий к  $90^\circ$ . Диаметр отображающего цилиндра для простоты берется обычно равным  $D_2$ .

При профилировании лопатки рабочего колеса в качестве расчетной поверхности можно принимать среднюю поверхность между рабочей и нерабочей сторонами лопатки или ее рабочую поверхность. В конечном итоге необходимо иметь рабочий чертеж лопатки. Для этого проводят расчеты и построения с учетом толщины лопатки. Алгоритм профилирования лопатки двойкой кривизны методом конформных перестроений для каждой линии тока заключается в следующем.

Образующие поверхности вращения и среднюю линию тока в меридиональном сечении разбивают на участки в соответствии с соотношением (55). Если  $\Delta L/R = \Delta l/r = \Pi$ , то  $\Delta l = \Pi r$ . Обычно  $\Pi = 1/5, 1/10, 1/20$ . Если известны радиусы  $r$ , то известны и величины отрезков  $\Delta l$ . Эти отрезки нумеруются от выходной кромки, от точек А, В, С и имеют переменную величину, так как радиус  $r$  уменьшается от выхода ко входу (рис. 27).

Нанесем на чертеже развертку цилиндра (отображающей поверхности) с ортогональной сеткой (рис. 28). Образующие цилиндра (вертикали в развертке, или меридианы) находятся друг от друга на расстоянии  $R\Delta\phi$ , где  $\Delta\phi$  - центральный угол. Обычно его значения берутся равными  $9^\circ, 18^\circ, 36^\circ$  или  $5^\circ, 10^\circ$ , т.е. кратными  $360^\circ$ . Дуги окружности - горизонталы на развертке (или параллели) - отстоят друг от друга по образующей на расстоянии  $\Delta L = R\Delta\phi$ . Параллели нумеруются сверху вниз, начиная от точек А, В, С, арабскими цифрами, меридианы - справа налево римскими цифрами. Общее число меридианов (вертикалей) равно  $360^\circ/\phi$ . Число параллелей выбирается по максимальному количеству участков  $\Delta l$  образующей в меридиональном сечении.

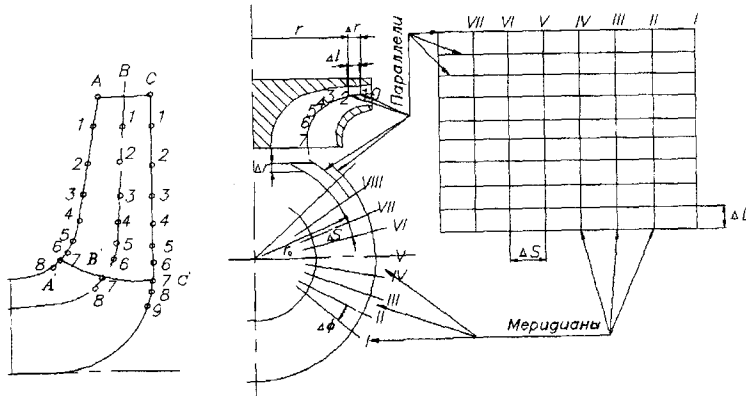


Рис. 27. Профилирование лопаток методом конформных перестроений

Рис. 28. Развертка цилиндра

После этого строится конформное отображение лопатки на развертке отображающего цилиндра, так называемую конформную диаграмму. Входную кромку в первом приближении располагаем в радиальной плоскости, т.е. ее направление совпадает с вертикалью на диаграмме. На произвольной вертикали, обозначенной римской цифрой I, нанесем точки  $A', B', C'$ . Их положение определяется по меридиональному сечению для начала каждой струйки на входной кромке лопатки (рис. 27). Для каждой точки строятся треугольники скоростей на входе в колесо (без учета стеснения), чтобы определить угол наклона лопатки для каждой точки. Угол  $\beta_1$  входа потока на лопатку определяется по формуле:

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}},$$

где  $u_1 = \omega R_1$  - окружная скорость колеса в данной точке;  $\omega$  - частота вращения;  $R_1$  - радиус входа, который определяется по чертежу.

Меридиональная составляющая скорости  $C_{1m}$  известна из предварительного расчета насоса. Также известна, если имеется предварительная закрутка потока, окружная составляющая абсолютной скорости  $C_{1u}$ . Если закрутки потока нет, то  $C_{1u} = 0$ . На рис. 29 показаны треугольники скоростей на входе в колесо для обоих случаев.

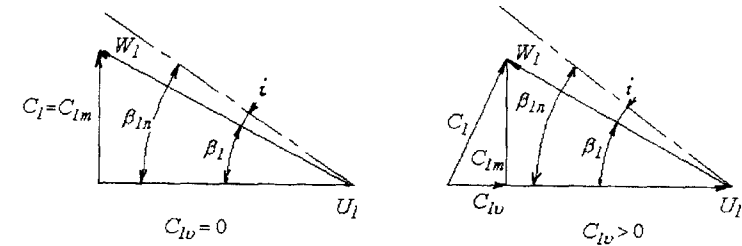


Рис. 29. Треугольники скоростей на входе в колесо

Для определения угла установки необходимо учесть угол атаки  $i$ . Его можно сохранить постоянным в любой точке входной кромки [4]. По другим рекомендациям, например, [5] для перерасширенного канала при входе на лопатки рабочего колеса (что широко применяется для колес с высокими антикавитационными качествами) можно задаться следующими углами атаки: для струйки  $AA'$   $i_A = 1^\circ \dots 3^\circ$ , для струйки  $BB'$   $i_B = 5^\circ \dots 10^\circ$ ; для струйки  $CC'$   $i_C = 7^\circ \dots 15^\circ$ . Таким образом, углы наклона лопатки на входе для точек  $A', B'$  и  $C'$  соответственно выразятся так:

$$\beta_{1A'} = \beta_{1A} + i_A; \quad \beta_{1B'} = \beta_{1B} + i_B; \quad \beta_{1C'} = \beta_{1C} + i_C.$$

На конформной диаграмме через точки  $A', B', C'$  проводим прямые линии под углами  $\beta_{1A'}; \beta_{1B'}; \beta_{1C'}$  соответственно. Затем нужно перейти к профилированию расчётной поверхности лопатки. Для этого необходимо задаться положением выходной кромки лопатки и углом ее охвата между точками на входной и выходной кромках.

Обычно профилирование начинается с построения средней линии тока на конформной диаграмме. Из точки выхода лопатки проводим луч под углом  $\beta_{2n}$  до пересечения с лучом, проведенным из точки входа лопатки под углом  $\beta_{1n}$ . Затем в полученную ломаную линию с помощью лекала вписываем плавную дугу. Если углы  $\beta_{1n}$  и  $\beta_{2n}$  мало отличаются друг от друга, удобнее строить параболу методом касательных (см. рис. 20, б). В обоих случаях необходимо обеспечить на входе и выходе лопатки наличие отрезков, наклоненных под углами  $\beta_1$  и  $\beta_2$  соответственно. Прямой участок со стороны входа на струйке  $BB'$  имеет протяженность, примерно равную  $1/4$  длины струйки. Это

условие приобретает особо важное значение для насосов с высокими антикавитационными свойствами. Участок лопатки вблизи выхода должен иметь постоянный угол  $\beta_{2i}$  на длине, соответствующей углу  $\phi \geq 2/3t$ , где  $t = 360^\circ/z$  - шаг лопатки в градусах ( $z$  - число лопаток).

Далее нужно выбрать положение выходной кромки, которое определит плавность поверхности лопатки. Для колес с  $n_s = 80 \dots 120$  характерно расположение выходной кромки на одном диаметре и в одном меридиональном сечении, т.е. она имеет осевое расположение (рис. 30). На рис. 30 показана развертка цилиндра диаметра  $D_2$  и выходная кромка, расположенная под углом  $\gamma = 90^\circ$  к дискам колеса. В этом случае угол охвата одинаков для всех точек выходной кромки. Угол  $\beta_{2i}$  также одинаков для всех струек.

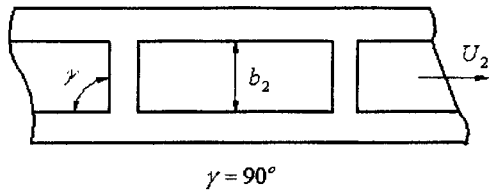


Рис. 30. Форма выходной кромки для колес с  $n_s = 80 \dots 120$

На рис. 31 показана конформная диаграмма с отображением лопатки для колес с осевым расположением выходной кромки. На ней нанесены также струйки AA', BB' и CC' с соответствующими углами  $\beta_{1i}$ . Струйки сливаются с лучом, проведенным из выходной точки под углом  $\beta_{2i}$ . Если струйки плохо сопрягаются с лучом на выходе, то можно изменить положение входной кромки за счет или увеличения или уменьшения угла охвата лопатки; изменить форму входной кромки на меридиональном сечении, пересчитав углы лопатки на входе; изменить угол  $\beta_{2i}$  и, в крайнем случае, наклонить входную кромку у ведущего (заднего) диска до  $10^\circ \dots 15^\circ$  в сторону, обратную вращению колеса. Иногда выходная кромка наклонена относительно оси (угол  $\gamma \geq 60^\circ \dots 90^\circ$ ). Иными словами, выходная кромка расположена на одном диаметре  $D_2$ , но струйки на выходе кончаются в различных точках меридионального сечения (рис. 32). Такая форма выходной кромки характерна для колес с  $n_s = 150 \dots 250$ . В этом случае при входной кромке, расположенной в одной плоскости получается более плавная поверхность лопатки. Угол охвата лопатки будет переменным, и его можно определить по табл. 2 [1].

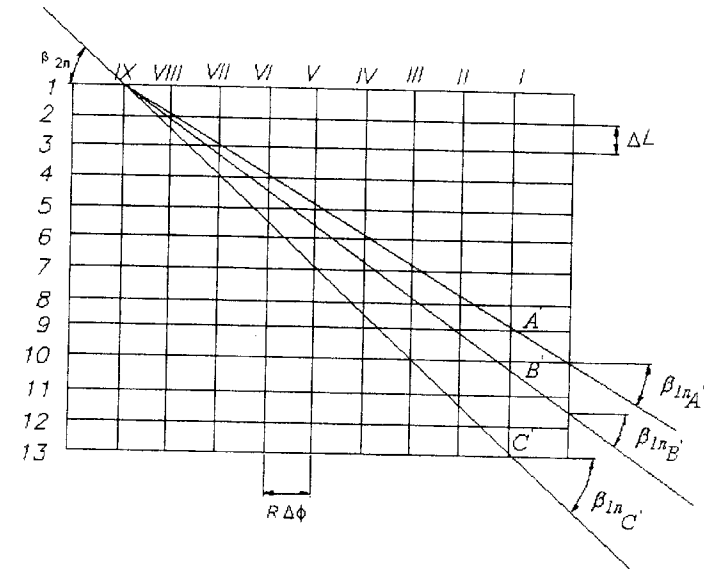


Рис. 31. Конформная диаграмма

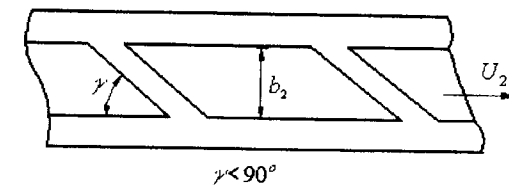


Рис. 32. Форма выходной кромки для колес с  $n_s = 150 \dots 250$

Таблица 2

| Величина угла охвата лопатки |     |     |     |     |
|------------------------------|-----|-----|-----|-----|
| $n_s$                        | 80  | 90  | 100 | 110 |
| $\theta_A, \text{град}$      | 115 | 110 | 100 | 95  |
| $\theta_C, \text{град}$      | 120 | 115 | 110 | 100 |

Меньший угол охвата  $\theta_A$  будет у линии пересечения лопатки с передним диском, больший  $\theta_C$  - на линии пересечения лопатки с задним диском. На рис. 33 показана конформная диаграмма с отображением лопатки для случая, когда она выполняется с наклонным положением выходной кромки. Угол  $\beta_{2i}$  и диаметр  $D_2$  одинаковы для всех струек.

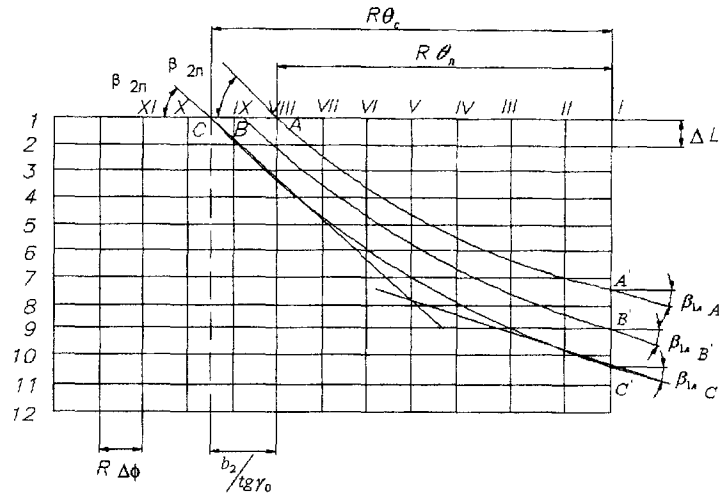


Рис. 33. Конформная диаграмма для  $n_s = 150... 250$

Для колес высокой быстроходности ( $n_s > 250$ ), имеющих короткую струйку по ведомому (переднему) диску, рекомендуется скосить выходную кромку, удлинив струйку  $AA'$  и укоротив струйку  $CC'$  на меридиональном сечении, т.е. меняя значения  $D_2$  для этих струек. В этом случае и входную кромку приходится располагать не на одном меридиане (рис. 34).

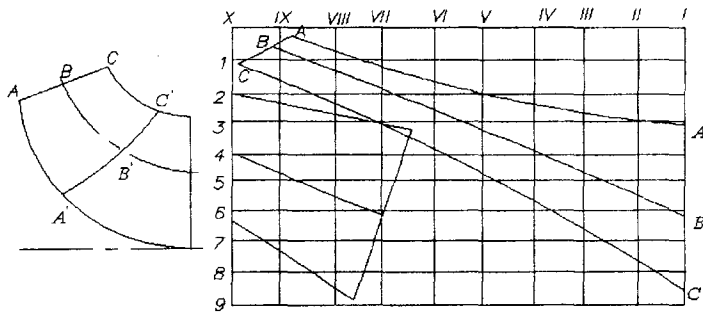


Рис. 34. Конформная диаграмма для  $n_s > 250$

После построения конформного отображения линий пересечения рабочей поверхности лопатки с отображаемыми поверхностями вращения строится чертеж лопатки в плане. Построение лопатки в плане (рис. 35) проводится с помощью конформной диаграммы и меридионального сечения колеса. На конформной диаграмме последовательно определяются точки пересечения линий поверхности лопатки с вертикалями. Расстояние от

любой точки до оси (радиус точки) находится по меридиональному сечению в точке, которая соответствует точке на горизонтальной линии. Радиусами, отмеряемыми на меридиональном сечении, делаются засечки на соответствующем луче в плане и по полученным точкам строится контур лопатки. Через шаг строится вторая лопатка.

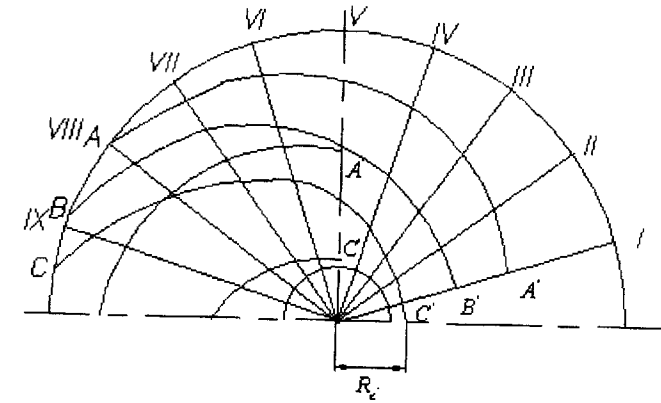


Рис. 35. Построение лопатки в плане

После построения лопаток в плане следует проверить закон изменения площади проходных сечений межлопаточного канала по его длине. Рекомендуется сравнивать полученный закон с законом для колес с высоким гидравлическим КПД (рис. 36) [4].

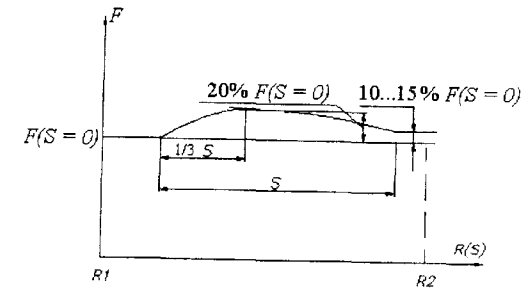


Рис. 36. Проверка закона изменения площади проходных сечений межлопаточного канала

По оси абсцисс отложена длина  $S$  средней линии меридионального сечения колеса, по оси ординат – площадь сечения канала в радиальной плоскости  $F$  (проходное сечение межлопаточного канала, перпендикулярное окружной составляющей скорости  $W_u$ ). Их определяют начиная от

радиальной плоскости, проходящей через кромку второй лопатки, по конформной диаграмме и меридиональному сечению, где они отражаются без искажения. Для определения площади  $F$  находят точки пересечения контура лопатки с лучами на плане и полученным радиусом переносят их на меридиональное сечение. По оси ординат откладывают координату центра тяжести сечения  $F$  на средней линии меридионального сечения, по оси абсцисс - расстояние его от входной кромки лопатки. Если график не будет соответствовать рис. 36, нужно внести изменения в конформную диаграмму или в меридиональное сечение.

Для изготовления лопатки на производстве по ее чертежам делают объемные шаблоны. Выполняя сечения колеса плоскостями, перпендикулярными оси, получают модельные сечения колеса. Затем по полученному шаблону изготавливают модель лопатки. Данная задача в курсовой проект не включена.

## 7. ПРИМЕР И ПОРЯДОК РАСЧЕТА ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Таблица 3

| № п/п  | Наименование                                     | Обозначение           | № формулы | Размерность       | Численное значение    | Примечание                              |
|--|--|-----------------------|-----------|-------------------|-----------------------|---|
| 1  | 2  | 3                     | 4         | 5                 | 6                     | 7                                       |
| <u>1. Исходные данные</u>                      |  |                       |           |                   |                       |   |
|  | Рабочее тело насоса                              |                       |           |                   |                       |   |
| 1  | Массовый расход                                  | $m$                   | -         | кг/с              | 8,6                   |   |
| 2  | Максимальная температура подачи                  | $T_{max}$             | -         | К                 | 93                    |   |
| 3  | Плотность жидкости                               | $\rho$                | -         | кг/м <sup>3</sup> | 1508                  | См. табл. 4                             |
| 4  | Давление насыщенного пара                        | $p_n$                 | -         | МПа               | 0,1                   | "                                       |
| 5  | Коэффициент кинематической вязкости              | $\nu$                 | -         | м <sup>2</sup> /с | $3 \times 10^{-6}$    | "                                       |
| 6  | Полное давление на входе                         | $p_1^*$               | -         | МПа               | 0,3                   | Задаем $c_1 = 5 \text{ м/с}$            |
| 7  | Полное давление на выходе                        | $p_2^*$               | -         | МПа               | 9,0                   | $c_2 = 20 \text{ м/с}$                  |
| <u>2. Выбираемые и рассчитываемые величины</u> |  |                       |           |                   |                       |   |
| 8  | Напор насоса                                     | $H$                   | -         | Дж/кг             | 5600                  |   |
| 9  | Объемный расход                                  | $Q$                   | -         | м <sup>3</sup> /с | $5,74 \times 10^{-3}$ |   |
| 10   | Коэффициент быстроходности                       | $n_s$                 | (4)       | -                 | 100                   |   |
| 11   | Втулочное отношение                              | $\bar{d}_{вт}$        | (5)       | -                 | 0,2                   | Задаем                                  |
| 12   | Срывной кавитационный коэффициент быстроходности | $C_{срв}$             | -         | -                 | 5300                  | Определяем по рис. 6 (подвод кольцевой) |
| 13   | Запас на неточность расчета                      | $\Delta h_{зан}$      | -         | Дж/кг             | 20                    | Задаем                                  |
| 14   | Допускаемый кавитационный запас                  | $\Delta h_{срв. доп}$ | -         | Дж/кг             | 106                   |   |
| 15   | Максимальная угловая скорость вращения           | $\omega$              | -         | рад/с             | 6000                  |   |
| 16   | Рабочая угловая скорость вращения                | $\omega_p$            | -         | рад/с             | 4350                  |   |

| 1   | 2  | 3                            | 4    | 5   | 6      | 7                    |
|---|--|------------------------------|------|-----|--------|----------------------|
| <u>3. Шнек и вход в центробежное колесо</u> |  |                              |      |     |        |                      |
| 17  | Коэффициент эквивалентного диаметра шнека                              | $K_{D_3}$                    | -    | -   | 7,2    | Определяем по рис. 6 |
| 18  | Эквивалентный диаметр шнека  | $D_3$                        | (5)  | м   | 0,038  |                      |
| 19  | Коэффициент диаметра шнека   | $K_{D_{ш}}$                  | -    | -   | 7,3    | Определяем по рис. 6 |
| 20  | Диаметр шнека  | $D_{ш}$                      | (5)  | м   | 0,03   | Определяем по рис. 6 |
| 21  | Коэффициент диаметра втулки  | $K_{d_{вт}}$                 | -    | -   | 1,5    | Определяем по рис. 6 |
| 22  | Диаметр втулки   | $d_{вт}$                     | (5)  | м   | 0,0077 |                      |
| 23  | Средний диаметр шнека  | $D_{ср}$                     | -    | м   | 0,0238 |                      |
| 24  | Коэффициент диаметра входа   | $K_{D_0}$                    | -    | -   | 7,3    | Выбираем (см. с. 17) |
| 25  | Диаметр входа  | $D_0$                        | (6)  | м   | 0,039  |                      |
| 26  | Отношение диаметров  | $D_{ш}/D_0$                  | (8)  | -   | 1,0    | Шнек вставной        |
| 27  | Средний диаметр входных кромок лопаток                                 | $D_1$                        | (7)  | м   | 0,032  |                      |
| 28  | Отношение площадей выхода из шнека и входа в колесо                    | $\chi$                       | -    | -   | 0,75   | Выбираем (см. с. 17) |
| 29  | Осевая скорость на входе в шнек  | $c_{1z}$                     | (13) | м/с | 5,22   |                      |
| 30  | Окружная скорость на среднем диаметре шнека                            | $u_{ср}$                     | -    | м/с | 51,2   |                      |
| 31  | Безразмерная величина падения напора шнека за счет частичной кавитации | $\frac{\Delta H_{ш}}{H_{ш}}$ | -    | -   | 0,1    | Выбираем (см. с. 19) |
| 32  | Гидравлический КПД шнека   | $\eta_{z,ш}$                 | -    | -   | 0,4    | Выбираем (см. с. 19) |
| 33  | Относительная закрутка на выходе из шнека                              | $\bar{c}_u$                  | (14) | -   | 0,1    |                      |
| 34  | Коэффициент расхода на среднем диаметре                                | $\bar{c}_z$                  | -    | -   | 0,11   |                      |

| 1  | 2   | 3                | 4    | 5     | 6      | 7                      |
|--|---|------------------|------|-------|--------|------------------------|
| 35   | Угол установки лопатки на выходе          | $\beta_{2ср}$    | (15) | град  | 6°4'   |                        |
| 36   | Эквивалентный шаг шнека                   | $S_3$            | (16) | м     | 0,0088 |                        |
| 37   | Угол входа потока в шнек                  | $\beta_{1ш,ср}$  | (18) | град  | 6°15'  |                        |
| 38   | Угол атаки                                | $i_{ср}$         | (17) | град  | 0°25'  | Шнек постоянно-го шага |
| 39   | Густота шнека                             | $\tau_{ср}$      | -    | -     | 2,1    | Задаемся (см. с. 20)   |
| 40   | Число лопаток шнека                       | $z_{ш}$          | -    | -     | 2      | Выбираем               |
| 41   | Осевая длина шнека                        | $l_{ос}$         | (19) | м     | 0,022  |                        |
| <u>4. Проверочный кавитационный расчет</u> |   |                  |      |       |        |                        |
| 42   | Срывной коэффициент шнека                 | $\lambda_{срв}$  | (21) | -     | 0,0276 | Задаемся $a_0 = 0,015$ |
| 43   | Коэффициент потерь в подводе              | $\xi_{подв}$     | -    | -     | 0,2    | Задаемся               |
| 44   | Срывной кавитационный запас               | $\Delta h_{срв}$ | (20) | Дж/кг | 20,35  | Кавитации нет          |
| <u>5. Размеры центробежного колеса</u>     |   |                  |      |       |        |                        |
| 45   | Закрутка потока на выходе шнека           | $c_{2иср}$       | -    | м/с   | 5,12   |                        |
| 46   | Окружная скорость на входе в колесо       | $u_{1ш}$         | -    | м/с   | 72     |                        |
| 47   | Меридиональная скорость на входе в колесо | $c_{1мш}$        | -    | м/с   | 3,86   |                        |
| 48   | Закрутка потока на входе в колесо         | $c_{1шш}$        | -    | м/с   | 22     |                        |
| 49   | Угол потока на входе в колесо             | $\beta_1$        | (22) | град  | 3°06'  |                        |
| 50   | Угол атаки                                | $i$              | -    | град  | 12°54' |                        |
| 51   | Угол лопатки на входе в колесо            | $\beta_{1л}$     | (23) | град  | 16°    |                        |
| 52   | Расходный параметр                        | $q_p$            | -    | -     | 0,1    | Задаемся (см. с. 22)   |
| 53   | Коэффициент влияния числа лопаток         | $k_z$            | -    | -     | 0,8    | "                      |
| 54   | Гидравлический КПД насоса                 | $\eta_2$         | -    | -     | 0,83   | "                      |
| 55   | Окружная скорость                         | $u_2$            | (25) | м/с   | 97     |                        |
| 56   | Наружный диаметр                          | $D_2$            | -    | м     | 0,0573 |                        |

| 1   | 2   | 3                  | 4    | 5              | 6                    | 7  |
|---|---|--------------------|------|----------------|----------------------|--|
| 57  | Отношение диаметров                         | $D_1/D_2$          | -    | -              | 0,57                 |  |
| 58  | Отношение площадей                          | $F_1/F_2$          | -    | -              | 0,8                  | Задаемcя (см. с. 23)   |
| 59  | Угол лопатки колеса на выходе               | $\beta_{2л}$       | (29) | град           | 30°                  |  |
| 60  | Ширина колеса на выходе                     | $b_2$              | (27) | м              | 0,0059               |  |
| 61  | Число лопаток колеса                        | $z$                | (30) | -              | 8                    |  |
| 62  | Меридиональная скорость на выходе           | $c_{2м}$           | -    | м/с            | 5,56                 |  |
| 63  | Закрутка на выходе из колеса при $z=\infty$ | $c_{2\infty}$      | (31) | м/с            | 87,35                |  |
| 64  | Закрутка на выходе из колеса при $z=8$      | $c_{2и}$           | (32) | м/с            | 70                   |  |
| 65  | Комплекс                                    | $k_z \cdot \eta_z$ | -    | -              | 0,664                | См. с. 24  |
| <b>6. Подвод насоса – кольцевой входной патрубков</b> |   |                    |      |                |                      |  |
| 66  | Входной диаметр                             | $D_{вх}$           | (33) | м              | 0,042                |  |
| 67  | Диаметр выхода из патрубка                  | $D$                | -    | м              | 0,04                 | Задаемcя $D/D_{вх} = 1,022$  |
| <b>7. Спиральный отвод</b>                            |   |                    |      |                |                      |  |
| 68  | Ширина колеса с дисками                     | $b_d$              | -    | м              | 0,012                | Принимаем толщину дисков на выходе 2 мм                                |
| 69  | Ширина спирального сборника                 | $b_3$              | -    | м              | 0,018                | Принимаем зазоры между дисками и стенками корпуса на периферии по 3 мм |
| 70  | Площадь горла                               | $F_z$              | (34) | м <sup>2</sup> | $1,06 \cdot 10^{-4}$ | Задаемcя $\xi_{х,д} = 0,3; R_0 = 1,02$ , тогда $A = 0,84$              |
| 71  | Эквивалентный диаметр горла                 | $d_{э,г}$          | -    | м              | 0,012                |  |
| 72  | Площадь выхода из конического диффузора     | $F_{вых}$          | -    | м <sup>2</sup> | $2,86 \cdot 10^{-4}$ | Задаемcя $c_{вых} = 20 м / с$  |
| 73  | Выходной диаметр диффузора                  | $D_{вых}$          | -    | м              | 0,0192               |  |
| 74  | Эквивалентный угол диффузора                | $\alpha_э$         | -    | град           | 12°                  | Задаемcя (см. с. 29)   |

| 1                                       | 2   | 3                      | 4    | 5                 | 6                     | 7   |
|---|---|------------------------|------|-------------------|-----------------------|---|
| 75                                      | Длина конического диффузора                                       | $l_{к,д}$              | (35) | м                 | $0,162 \cdot 10^{-2}$ |   |
| <b>8. Потери, мощность и КПД насоса</b> |   |                        |      |                   |                       |   |
| 76                                      | Доля энергии, передаваемой жидкости колесом от циркуляционных сил | $h_{ц}$                | (39) | -                 | -0,1                  | $\varphi = \frac{c_{1к}}{u_1} = 0,32$                                   |
| 77                                      | Коэффициент потерь центробежного колеса                           | $\xi_{к}$              | (38) | -                 | 0,714                 |   |
| 78                                      | Коэффициент потерь отвода   | $\xi_{отв}$            | (40) | -                 | 0,278                 | $c_z = \frac{Q}{F_z} = 54 м / с$  |
| 79                                      | Гидравлический КПД насоса при $\varphi=0$                         | $(\eta_z)_{\varphi=0}$ | (37) | -                 | 0,8                   |   |
| 80                                      | Гидравлический КПД насоса при закрутке                            | $(\eta_z)_{\varphi}$   | (41) | -                 | 0,825                 |   |
| 81                                      | Гидравлический КПД отвода   | $\eta_{отв}$           | -    | -                 | 0,87                  | См. с. 34   |
| 82                                      | Гидравлический КПД колеса   | $\eta_{z,к}$           | -    | -                 | 0,4                   |   |
| 83                                      | Коэффициент расхода   | $\mu$                  | -    | -                 | 0,5                   | $l_y = 0,01 м,$<br>$\lambda = 0,07,$<br>$\delta_y = 0,15 \cdot 10^{-2}$ |
| 84                                      | Диаметр уплотнения  | $D_y$                  | -    | м                 | 0,04                  | Выбирается из конструктивных соображений                                |
| 85                                      | Расход утечек   | $Q_y$                  | (44) | м <sup>3</sup> /с | $5,55 \cdot 10^{-4}$  |   |
| 86                                      | Расходный КПД насоса  | $\eta_p$               | (43) | -                 | 0,915                 |   |
| 87                                      | Число Рейнольдса  | $Re$                   | -    | -                 | $1,93 \cdot 10^6$     | См. с. 34   |
| 88                                      | Коэффициент трения диска  | $c_{тр,д}$             | -    | -                 | 0,00215               | "   |
| 89                                      | Мощность дискового трения   | $N_{тр,д}$             | (45) | Вт                | 9200                  | "   |
| 90                                      | Дисковый КПД насоса   | $\eta_d$               | (46) | -                 | 0,845                 |   |
| 91                                      | Внутренняя мощность насоса  | $N_{вн}$               | -    | Вт                | 69700                 | См. с. 35   |
| 92                                      | Внутренний КПД насоса   | $\eta_{вн}$            | (47) | -                 | 0,65                  |   |
| 93                                      | Механический КПД насоса   | $\eta_{мех}$           | (48) | -                 | 0,97                  | Принимаем   |

| 1  | 2                              | 3        | 4    | 5  | 6     | 7         |
|----|--------------------------------|----------|------|----|-------|-----------|
| 94 | Полный КПД насоса              | $\eta_n$ | (49) | -  | 0,63  |           |
| 95 | Полезная мощность насоса       | $N_n$    | -    | Вт | 48000 | См. с. 35 |
| 96 | Мощность, потребляемая насосом | $N_n$    | -    | Вт | 71300 | См. с. 35 |

Таблица 4

## ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

| Наименование            | Формула                               | Молекулярная масса | Плотность $\rho, г/см^3$ | Температура, К | Вязкость динамическая* $\eta, 10^3 Па \cdot с$ | Давление насыщенных паров $P_n, МПа$ |
|-------------------------|---------------------------------------|--------------------|--------------------------|----------------|--|--------------------------------------|
| Кислород                | $O_2$                                 | 32                 | 1,144                    | 90             | 0,2  | 0,1013                               |
| Фтор                    | $F_2$                                 | 38                 | 1,507                    | 85             | 0,26   | 0,1013                               |
| Азотная кислота         | $HNO_3$                               | 63,016             | 1,5                      | 294            | 0,75   | 0,00573                              |
| Четырехокись азота      | $N_2O_4$                              | 92,016             | 1,44                     | 293            | 0,42   | 0,1013                               |
| АК-20                   | 80% $HNO_3$<br>20% $N_2O_4$           | -                  | 1,485                    | 293            | 0,15   | 0,016                                |
| АК-27                   | 73% $HNO_3$<br>27% $N_2O_4$           | -                  | 1,6                      | 293            | 0,16   | 0,02                                 |
| Перекись водорода (98%) | $H_2O_2$                              | 34,016             | 1,43                     | 293            | 1,2  | 0,00026                              |
| Керосин                 | $C_{7,21}H_{13,29}$                   | 100                | 0,85                     | 293            | 1,5  | 0,0042                               |
| НДМГ                    | $H_2N - N(CH_3)_2$                    | 60,102             | 0,79                     | 293            | 0,51   | 0,021                                |
| Гидразин                | $N_2H_4$                              | 32,048             | 1,0                      | 293            | 0,96   | 0,0019                               |
| Аэрозин                 | 50% НДМГ<br>50% $N_2H_4$              | -                  | 0,903                    | 293            | 0,89   | 0,0175                               |
| Этиловый спирт          | $C_2H_5OH$                            | 46,07              | 0,79                     | 293            | 1,2  | 0,0077                               |
| Тонка-250               | 50% $(C_2H_5)_3N$<br>27% $C_8H_9NH_2$ | -                  | 0,85                     | 293            | 0,7  | 0,0013                               |
| Водород                 | $H_2$                                 | 2,016              | 0,071                    | 20,4           | 0,13   | 0,1013                               |
| Аммиак                  | $NH_3$                                | 17,032             | 0,682                    | 273            | 0,26   | 0,1                                  |

\*) Для расчета требуется кинематическая вязкость  $\nu = \frac{\eta}{\rho}$ .

Перечень тем и вопросов по разделу «Насосы в системе подачи» для подготовки к защите курсового проекта.

1. Энергетический баланс ТНА в схеме ДУ с автономной турбиной; влияние КПД насосов и плотности перекачиваемых компонентов на удельный импульс камеры сгорания и Д.У.
2. Энергетический баланс ТНА в ДУ с предкамерной турбиной; замыкание энергетического баланса через давление в ГГ, влияние КПД насосов на удельный импульс.
3. Требования к вытеснительной системе подачи компонентов на вход в насосы, кавитационный коэффициент быстроходности; зависимость давления паров насыщения от температуры.
4. Схемы надува баков в ДУ с автономной и предкамерной турбиной. Тепловой «недозабор», газовая кавитация.
5. Влияние кавитационных качеств насосов на массу ВСП. и массу ТНА с ГГ, выбор оптимальной частоты вращения ротора.
6. Связь КПД насоса с коэффициентом быстроходности для ДУ большой и малой тяги, применение парциальных насосов и насосов с двухсторонним входом.
7. Как влияет увеличение расчетного давления в КС на энергетические и геометрические параметры ТНА. Как обосновать необходимость применения БТНА на днищах баков.
8. Схемы БТНА с газовой и гидравлической турбиной; запуск БТНА.
9. Как влияет КПД насоса БТНА на кавитационные характеристики системы подачи топлива в ДУ, массу ТНА и массу ВСП.
10. Какие геометрические и режимные параметры отличают насос БТНА от основного насоса в ТНА.
11. Какие проблемы возникают в случае использования БТНА при уменьшении расчетной тяги ДУ.
12. Многоступенчатые центробежные и осевые насосы для перекачки водорода; прочностные ограничения в насосах, предельный напор в ступени центробежного и осевого насоса.
13. Преимущества и недостатки ТНА с редуктором в приводе насосов, проблемы смазки и охлаждения редуктора, выбора оптимальной частоты вращения.
14. Как работает ТНА и ГГ в ДУ регулируемой тяги. Характеристика сети и универсальная характеристика насоса.
15. Влияние параметров ТНА на время выхода ДУ на режим; запуск ТНА, повторный запуск, останов.



16. Эжекторный бустерный насос, принцип действия, выбор компонента для эжектора в зависимости от его теплофизических свойств.
17. Устройство ступени осевого насоса, меридианальное сечение направляющего аппарата, развертка цилиндрического сечения с межлопаточными каналами и планами скоростей.
18. Принцип действия ступени осевого насоса, кинематическая степень реактивности колеса, развернутое уравнение Эйлера для определения статического и динамического напора.
19. Показать на планах скоростей получение закрутки жидкости рабочим колесом за счет угла атаки; кривизны профиля и диффузорности межлопаточного канала.
20. Объяснить зависимость предельного угла поворота потока  $\Delta\beta$  в решетке осевого насоса от угла потока на выходе  $\beta_2$  и относительного шага  $\frac{b}{t}$  решетки с учетом того, что с увеличением диффузорности межлопаточного канала увеличивается опасность отрыва потока от всасывающей стороны.
21. Почему при кинематической степени реактивности  $\rho_k = 0,5$  КПД осевой ступени максимален, приняв  $C_{lu} = 0$  и  $\beta_{2a} = 90^\circ$ .
22. Показать на планах скоростей, что закруткой потока в сторону вращения колеса можно в осевом насосе получить  $\beta_{2a} \ll 90^\circ$  и максимум КПД при  $\rho_k = 0,5$ .
23. Конструкция и принцип действия шнекового насоса, назначение его в системе подачи, отличие кавитационных качеств и КПД от высоконагруженных ступеней осевых насосов.
24. Напорная характеристика шнека и сравнение с напорной характеристикой осевых насосов с малой густотой решетки.
25. Работа шнека без кавитации с обратными токами на входе и выходе. Конструктивные приемы подавления обратных токов.
26. Три режима кавитации в шнеке; три модели развития кавитации при уменьшении  $p_{ex} - p_n$ ; развитие акустических колебаний на начальном, критическом и срывном режимах, причина падения напора  $H$  при постоянных  $w$  и  $Q$  (план скоростей на выходе).
27. Три характерные зависимости  $H - p_{ex}$  для решеток малой, большой густоты и оптимальной ( $\frac{b}{t} \approx 1$ ); связь с длиной каверны и длиной пути смещения, оптимальное число лопаток (2.3); связь гидравлических потерь с местом замыкания каверны на профиле лопатки.

28. Иллюстрация развития кавитации на развертке лопатки шнека на плоскость, расположение задней границы каверны при последовательном снижении  $p_{ex}$  для входной кромки, перпендикулярной оси и стреловидной кромке от подрезки шнека.
29. Развитие кавитации по высоте лопатки шнека, влияние на нее скоса (подрезки) входных кромок; конструктивные приемы подавления низкочастотных колебаний, генерируемых нестандартной каверной; влияние заостренной входной кромки.
30. Коэффициент профильного разряжения  $\lambda_{разр}$ ; коэффициент  $\lambda$  кавитации, число кавитации для начальной, критической и срывной стадий развития кавитации.
31. Зависимость  $\lambda_{срыве} - \frac{C_{1z}}{U_{пер}}$ ,  $\lambda_{срыве} - \Delta\beta$  и  $\lambda_{ср} - \frac{b}{t}$ , рабочие зоны на графиках; зависимость  $\lambda_{нач} - q = \frac{C_{1z}}{U_{пер}} \cdot \text{ctg}\beta$ ; роль обратных токов; рабочая зона в области уменьшения диаметра активного потока и втулки.
32. Выбор оптимального диаметра шнека  $D_{ш}^{opt}$  из условия минимального кавитационного падения полного давления  $\frac{p_{кав}^* - p_n}{\rho} = (\Delta h_{кав})_{min}$ ; кавитационный коэффициент быстроходности  $C_{кав} = 298 \frac{w\sqrt{Q}}{\left(\frac{\Delta p_{кав}^*}{\rho}\right)^{\frac{3}{4}}}$ .
33. Устройство и принцип действия центробежного насоса; подвод, рабочее колесо, отвод; планы скоростей для  $\beta_{2a} = 90^\circ; \beta_{2a} (90^\circ; \beta_{2a}) 90^\circ$ .
34. Уравнение Эйлера, развернутое уравнение Эйлера из плана скоростей, статическая и динамическая составляющие напора.
35. Оптимальная степень реактивности для центробежного колеса, связь с углом  $\beta_{2a}$ ; сравнение с осевым насосом в области максимума КПД.
36. Отклонение потока на выходе из колеса; влияние числа лопаток  $Z$  и  $\beta_{2a}$  на недокрутку потока, влияние  $\frac{D_1}{D_2}$ .
37. Построение конфузорного и диффузорного межлопаточного канала в плане изменения углов  $\beta_{1a}$  и  $\beta_{2a}$ ; их влияние на потери и отклонение потока на выходе.
38. Напорная характеристика  $H_T - Q$ ; влияние  $\beta_{2a}; D_2; b_2; w$ .
39. Гидравлический КПД, потери в подводе, колесе и отводе при изменении расхода; зависимость  $H - Q$ .

40. Оптимальный диаметр входа в колесо  $D_{opt} = k\sqrt{\frac{Q}{w}}$ .
41. Зависимость  $\eta_z = f(D_{imp})$ ; связь КПД с тягой ДУ; проблемы ДУ малой тяги.
42. Влияние на гидравлический КПД закрутки потока на входе от шнека.  $C_{1z} > 0$
43. Объяснение оптимальных значений  $\frac{C_{2m}}{C_{2u}} = 0,02...0,2$  и  $q = 0,05...0,1$  для получения максимального КПД.
44. Связь напора  $H_{T_{\infty}}$  с соотношением  $\frac{C_{2m}}{U_2}$  и  $\beta_{2,1} < 90^\circ$ ; пояснение на плане скоростей.
45. Нерасчетные режимы спирального сборника при регулировании  $Q$ .
46. Расчетный и оптимальный режимы работы насоса; влияние дискового расходного и механического КПД, несовпадения максимума гидравлического КПД и полного КПД насоса.
47. Формулы подобия насосов  $\frac{Q}{Q_m}; \frac{H}{H_m}; \frac{N}{N_m}$ .
48. Парабола подобных режимов; универсальная характеристика насоса (способ построения); совмещение с характеристикой сети.
49. Коэффициент быстроходности; связь КПД с формой колеса, область на зависимости  $\eta = f(n_2)$  насоса окислителя и горючего; ДУ малой и большой тяги; использование двустороннего входа в насос для повышения КПД.
50. Оптимальный угол потока на входе ( $5...10^\circ$ ) и оптимальный угол атаки  $\Delta\beta_n \approx 10...15^\circ$ ; оптимальная скорость входа  $C_{ex} = k\sqrt{Qw^2} \approx 2...10 \frac{M}{c}$  и ее влияние на геометрические параметры и КПД.
51. Срывная характеристика насоса при снижении  $p_{ex}$  и увеличении  $w$ .
52. Пояснение минимума  $\Delta h_{ков}$  при изменении  $Q$  насоса.
53. Кавитационная характеристика насоса  $H - \Delta h = \frac{p_{ex} - p_n}{\rho}$ , показать для трех режимов кавитации численные значения  $\lambda$  шнекоцентробежного насоса.
54. Показать кавитационные характеристики для центробежных насосов с разным  $n_1$ .
55. Связь кавитационного коэффициента быстроходности с тягой ДУ и давлением в баке.
56. Зависимость потребного и располагаемого  $\Delta h_{ков}$  от  $w$  и  $Q$ .
57. Зависимость располагаемого кавитационного запаса  $\Delta h_{ков}$  от  $T$ , зависимость  $p_n$  от  $T$ .
58. Методы улучшения кавитационных качеств центробежного насоса.

59. Неравновесность процесса кавитации; влияние термодинамических свойств жидкости на кавитационный запас; перекачка водорода.
60. Совместная работа шнека и центробежного колеса; выбор оптимального шнека.
61. Экспериментальное определение кавитационного запаса при испытании насосов (схема прибора с дифманометром).
62. Осевые и радиальные силы, действующие на колесо насоса.
63. Определение оптимальной закрутки для отвода; потребная и располагаемая закрутка  $C_{2u}$  при изменении расхода  $Q$ . Замена колеса при неизменном отводе и замена отвода при неизменном колесе для настройки насоса на новый режим.
64. Профилирование длинной лопатки осевого насоса по высоте.
65. Контактные, стояночные и гидродинамические уплотнения в ТНА.
66. Устройство и работа импеллера.
67. Устройство и работа уплотнения «плавающее кольцо».
68. Влияние газосодержания на кавитационные характеристики насоса, зависимость от диффузорности канала,  $w$  и  $\frac{C_{1m}}{U_1} \approx 0,08$ .
69. Влияние вязкости на КПД и кавитацию высокооборотного насоса.

## Литература

1. Овсянников Б.В. и др. Высокооборотные лопаточные насосы. - М.: Машиностроение, 1975, с. 3-195.
2. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания. - М.: Машиностроение, 1979, с. 8-218.
3. Селифонов В.С., Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания двигательной установки. - М.: И-во. МАИ им. Орджоникидзе, 1980. - 80 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|   |    |
|---|----|
| <b>Введение</b> .....   | 5  |
| <b>1. Содержание курсового проекта</b> .....  | 5  |
| <b>2. Выбор основных параметров ТНА</b> .....   | 8  |
| 2.1. Система питания с автономной турбиной .....  | 9  |
| 2.2. Система питания с предкамерной турбиной .....  | 10 |
| <b>3. Расчет шнекоцентробежного насоса</b> .....  | 12 |
| 3.1. Схема и основные параметры шнекоцентробежного насоса .....   | 12 |
| 3.2. Основные геометрические параметры шнека .....  | 13 |
| 3.3. Основные геометрические параметры центробежного колеса .....   | 14 |
| 3.4. Определение угловой скорости вращения вала насоса .....  | 14 |
| 3.5. Поверочный кавитационный расчет .....  | 21 |
| 3.6. Расчет центробежного колеса .....  | 22 |
| 3.7. Подвод насоса .....  | 25 |
| 3.8. Отвод одноступенчатого насоса .....  | 26 |
| 3.9. Спиральный сборник .....   | 27 |
| 3.10. Конический диффузор .....   | 29 |
| <b>4. Определение потерь энергии, КПД к мощности насоса на расчетном режиме</b> .....                               | 31 |
| 4.1. Гидравлический КПД .....   | 31 |
| 4.2. Расходный КПД .....  | 33 |
| 4.3. Дисковый КПД .....   | 34 |
| 4.4. Внутренний КПД .....   | 35 |
| 4.5. Механический КПД .....   | 35 |
| 4.6. Полный КПД насоса .....  | 35 |
| <b>5. Расчет энергетических характеристик насоса и шнека</b> .....  | 36 |
| 5.1. Напорная характеристика насоса .....   | 36 |
| 5.2. КПД – характеристика .....   | 37 |
| 5.3. Мощностная характеристика .....  | 38 |
| 5.4. Напорные характеристики шнека .....  | 38 |
| 5.5. Срывная кавитационная характеристика насоса .....  | 40 |
| <b>6. Профилирование лопаток рабочего колеса</b> .....  | 42 |
| 6.1. Профилирование канала колеса в меридиональном сечении .....  | 42 |
| 6.2. Профилирование лопаток центробежного колеса .....  | 43 |
| 6.3. Профилирование лопаток по точкам .....   | 47 |
| <b>7. Пример и порядок расчета шнекоцентробежного насоса</b> .....  | 59 |
| Таблица 4. Физические свойства жидкостей .....  | 64 |
| <b>Перечень тем и вопросов по разделу «Насосы в системе подачи» для подготовки к защите курсового проекта</b> ..... | 65 |
| <b>Литература</b> .....   | 70 |