

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
“САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА”

*В.Н. МАТВЕЕВ, Н.Ф. МУСАТКИН,
В.М. РАДЬКО*

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

*Утверждено редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия*

САМАРА
Издательство СГАУ
2006

УДК 629.7.036:621.438.001.2(075.8)

ББК 31.56

М 333



**Инновационная образовательная программа
"Развитие центра компетенции и подготовка
специалистов мирового уровня в области аэро-
космических и геоинформационных технологий"**

Рецензенты: канд. техн. наук, доц. А. Н. К р ю ч к о в
начальник отдела ОКБ ОАО СНТК
им. Н.Д. Кузнецова А. И. И в а н о в

Матвеев В.Н.

М 333 **Проектный расчет шнекоцентробежного насоса: учеб. пособие /**
В.Н. Матвеев, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько – Самара: Изд-во
Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 64 с.: ил.

ISBN 5-7883-0511-X

Изложена методика гидродинамического расчета шнекоцентробежного насоса. Даны рекомендации по выбору характерных конструктивных, кинематических и энергетических параметров. Предложены методики формирования основных элементов проточной части насоса.

Учебное пособие предназначено для студентов специальностей 160302 «Ракетные двигатели» и 150802 «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», выполняющих курсовое и дипломное проектирование гидравлических лопастных машин.

УДК 629.7.036:621.438.001.2(075.8)

ББК 31.56

ISBN 5-7883-0511-X

© Матвеев В.Н., Мусаткин Н.Ф.,
Радько В.М., 2006

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2006

ОГЛАВЛЕНИЕ

Основные условные обозначения.....	5
Введение.....	8
1. Определение общих параметров насоса	12
2. Расчет параметров шнека.....	19
3. Подвод насоса.....	26
4. Определение параметров центробежного рабочего колеса.....	29
4.1. Параметры на входе в центробежное колесо.....	29
4.2. Параметры на выходе из центробежного колеса.....	32
4.3. Проверка условия бескавитационного режима работы центробежного колеса.....	36
5. Отвод насоса.....	40
5.1. Расчет параметров щелевого диффузора отвода без лопаточного диффузора.....	41
5.2. Методика определения параметров щелевого диффузора отвода с лопаточным диффузором.....	42
5.3. Методика проектного расчета лопаточного диффузора.....	43
5.4. Определение параметров спирального сборника и конического диффузора.....	44
6. Расчет изменения статического и полного давлений вдоль проточной части насоса.....	47
7. Потери, мощность и к.п.д. насоса.....	50
7.1. Утечки и расходный к.п.д. насоса.....	50
7.2. Дисковые и механические потери, частные и полный к.п.д.....	52
8. Профилирование основных элементов проточной части шнекоцентробежного насоса.....	54
8.1. Формирование контура спирального сборника с коническим диффузором.....	54
8.2. Построение проточной части шнекоцентробежного насоса в меридиональной плоскости.....	56

8.3. Профилирование рабочих лопаток центробежного колеса.....	58
8.4. Построение решетки шнека постоянного шага.....	61
Список литературы.....	64

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

C – скорость потока в абсолютном движении, м/с ;

D, d – диаметр, м;

F – площадь, м² ;

H - напор (удельная работа), кДж/кг ;

H_T - теоретический напор насоса, в состав которого входит центробежное колесо с конечным числом лопаток, кДж/кг ;

$H_{T\infty}$ - теоретический напор насоса, в состав которого входит центробежное колесо с бесконечным числом лопаток, кДж/кг ;

\dot{m} - массовый расход, кг/с ;

N – мощность, кВт;

n – частота вращения, мин⁻¹ ;

p – давление, кПа;

R, r – радиус, м;

T – температура, К;

t – шаг решетки лопаток, м;

U – окружная скорость, м/с ;

\dot{V} - объемный расход, м³/с ;

ρW – скорость потока в относительном движении, м/с ;

Z – число лопаток;

α – угол потока в абсолютном движении, град;

β – угол потока в относительном движении, град;

η – коэффициент полезного действия (к.п.д.);

η_n – полный к.п.д. насоса;

η_D – дисковый к.п.д. насоса;

η_p – расходный к.п.д. насоса;

η_G – гидравлический к.п.д. насоса;

$\eta_{мех}$ – механический к.п.д. насоса;

$\eta_{вн}$ – внутренний к.п.д. насоса;

ρ – плотность, кг/м³ ;

ϑ – кинематическая вязкость, м²/с ;

ξ_{ζ}^{ξ} – коэффициент потерь

Верхние индексы

* - параметры заторможенного потока;

˘ - относительные параметры

Нижние индексы

вт – втулочный;

вх – на входе в насос;

вых – на выходе из насоса;

Г – параметры на входе в конический диффузор;

л – лопаточный;

пер – периферийный;

ср – средний;

срв – срывной;

1ш – на входе в шнек;

2ш – на выходе из шнека;

1ц – на входе в центробежное колесо;

э – эквивалентный;

a - проекция на осевое направление;

t – проекция на меридиональную плоскость;

r - проекция на радиальное направление;

u - проекция на окружное направление;

2 - на выходе из центробежного колеса;

3 - на выходе из безлопаточного диффузора;

4 - на выходе из лопаточного диффузора;

$\infty\infty$ - относящийся к модели насоса с бесконечно большим числом лопаток центробежного колеса

Сокращения

ШЦБН – шнеко-центробежный насос;

ЦБРК – центробежное рабочее колесо

Остальные обозначения, индексы и условные сокращения объяснены в тексте.

ВВЕДЕНИЕ

Насос это машина, которая служит для преобразования механической энергии двигателя в потенциальную энергию перекачиваемой жидкости и направления ее потребителю.

Лопаточные насосы обеспечивают высокие значения напоров и расходов рабочего тела при небольших массе и габаритах, а также позволяют перекачивать агрессивные жидкости. Постановка в лопаточном насосе шнека перед центробежным рабочим колесом (ЦБРК) обеспечивает высокие антикавитационные качества таких – шнекоцентробежных насосов (ШЦБН).

К последним предъявляются следующие требования, которые необходимо учитывать при их проектировании:

- обеспечение заданного давления, расхода жидкости и к.п.д. в расчетных условиях;
- ограничения по массе и габаритным размерам;
- обеспечение высоких антикавитационных свойств, т.е. работы на бескавитационных режимах при заданных низких значениях давления жидкости на входе в насос;
- получение характеристики насоса $H = (V^2)$, обеспечивающей устойчивую работу системы питания на основных и переходных режимах.

Проектный расчет ШЦБН можно условно разделить на следующие этапы:

- определение общих параметров насоса;
- гидродинамический расчет шнека и определение его основных геометрических параметров;
- определение параметров входного патрубка;

- гидродинамический расчет ЦБРК, спирального отвода, конического диффузора и определение их основных геометрических параметров;
- расчет потерь, к.п.д. и мощности насоса;
- профилирование основных элементов проточной части ШЦБН, включая построение решеток шнека и центробежного колеса, формирование проточной части насоса в меридиональной плоскости и контура спирального отвода с коническим диффузором в окружной плоскости.

Перед началом расчета необходимо иметь следующие исходные данные:

- массовый расход жидкости;
- полное давление на входе $p_{вх}^*$ и на выходе $p_{вых}^*$ из насоса;
- температуру жидкости на входе в насос $T_{вх}$;
- частоту вращения n ротора насоса.

По температуре жидкости на входе в насос устанавливают с помощью [1,4] или табл.1 давление упругости паров и кинематическую вязкость жидкости.

Все исходные данные целесообразно свести в таблицу, аналогичную табл.2. В последней представлены значения параметров насоса, проектный расчет которого приводится в настоящем учебном пособии в качестве примера.

Методики расчета и проектирования, изложенные в учебном пособии, основаны на результатах исследований и рекомендациях, приведенных в отечественной научно-технической литературе. Предлагаемая методика проектного расчета ШЦБН предусматривает разнообразие их схем, основных конструктивных и режимных параметров.

Таблица 2

**Исходные данные для примера проектного расчета
(рабочее тело - керосин)**

Параметр	Обозначение	Размерность	Численное значение
Массовый расход	\dot{m}	кг/с	91,5
Давление на входе в насос	$p_{вх}^*$	кПа	280
Давление на выходе из насоса	$p_{вых}^*$	кПа	9450
Частота вращения вала насоса	n	мин ⁻¹	8300
Температура керосина на входе в насос	$T_{вх}$	К	328
Плотность керосина	ρ	кг/м ³	800
Давление упругости паров керосина	p_n	кПа	2,4
Кинематическая вязкость керосина	ν	м ² /с	$1,8 \cdot 10^{-6}$

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЩИХ ПАРАМЕТРОВ НАСОСА

При определении общих параметров насоса используется одномерная модель рабочего процесса. Схема ШЦБН в самом общем случае представлена на рис. 1.

Обозначение контрольных сечений на этой схеме следующее:

vx - вход в насос;

1ш – вход в шнек;

2ш – выход из шнека;

1ц – вход в ЦБРК;

2 – выход из ЦБРК;

3 – выход из безлопаточного кольцевого диффузора (щелевого диффузора);

4 – выход из лопаточного диффузора;

Г – вход в конический диффузор;

вых – выход из насоса.

Между сечениями *vx-vx* и *1ш-1ш* располагается подвод (входной патрубок) *1*, а между сечениями *1ш-1ш* и *2ш-2ш* – шнек *2*. Пространство между выходом из шнека и входом в ЦБРК называется переходным каналом *3*.

Между сечениями *1ц-1ц* и *2-2* находится ЦБРК *4*. При больших объемных расходах рабочего тела для улучшения антикавитационных качеств ШЦБН и повышения его к.п.д. применяют колеса с двухсторонним входом (см. рис. 2).

Область от сечения *2-2* до сечения *3-3* называется безлопаточным кольцевым диффузором или щелевым диффузором *5*.

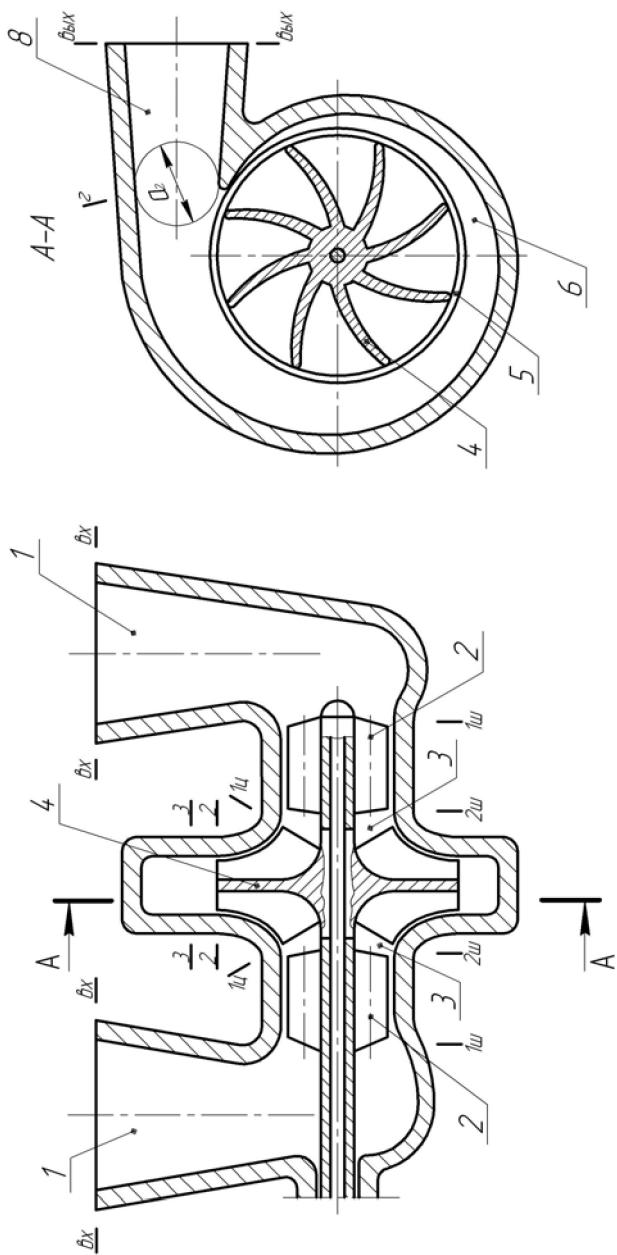


Рис. 2. Схема проточной части ШЦБН с двухсторонним входом

Между сечениями 3-3 и 4-4 на схеме рис.1 установлен лопаточный диффузор 6. Однако последний используется не во всех схемах ШЦБН.

Зачастую ограничиваются безлопаточным диффузором 5, спиральным сборником 7, расположенным между сечениями 3-3 и Г-Г (см. рис.2), и коническим диффузором 8.

Определение общих параметров насоса проводится в следующей последовательности:

1. Объемный расход рабочего тела

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{91,5}{800} = 0,1144 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} .$$

2. Угловая скорость вращения вала насоса

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 8300}{30} = 869,2 \frac{\text{рад}}{\text{с}} .$$

3. Действительный напор насоса

$$H = \frac{p_{\text{вых}}^* - p_{\text{вх}}^*}{\rho} = \frac{9450 - 280}{800} = 11,46 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} .$$

4. Величина полного к.п.д. насоса в первом приближении выбирается в зависимости от величины объемного расхода \dot{V} :

- при $\dot{V} < 0,04 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ - $\eta_n = 0,5 \dots 0,6$;
- при $\dot{V} = 0,04 \dots 0,08 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ - $\eta_n = 0,6 \dots 0,7$;
- при $\dot{V} > 0,08 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ - $\eta_n = 0,7 \dots 0,8$.

В нашем случае принимаем $\eta_n = 0,72$.

5. Мощность, необходимая для привода насоса

$$N_n = \frac{\dot{m}H}{\eta_n} = \frac{91,5 \cdot 11,46}{0,72} = 1456 \text{кВт} .$$

6. Коэффициент быстроходности насоса определяется по формуле

$$n_s = 193,3 \frac{\omega \sqrt{\dot{V}}}{H^{0,75}} ,$$

где действительный напор H подставлен в Дж/кг .

Тогда

$$n_s = 193,3 \frac{869,2 \cdot \sqrt{0,1144}}{(11460)^{0,75}} = 51,3.$$

7. Диаметр вала насоса находится по формуле

$$d_e = 17,213 \sqrt[3]{\frac{N_n}{\tau_{\text{дон}} \omega}},$$

где $\tau_{\text{дон}} = (1...3) \cdot 10^8, \text{H}/\text{м}^2$ - допустимое напряжение на кручение для легированных сталей.

Принимаем $\tau_{\text{дон}} = 2 \cdot 10^8 \text{H}/\text{м}^2$.

Тогда

$$d_e = 17,213 \sqrt[3]{\frac{1456}{2 \cdot 10^8 \cdot 869,2}} = 0,035 \text{ м}.$$

8. Отношение диаметров втулки шнека и вала насоса обычно находится в диапазоне $d_{em}/d_e = 1,00...1,25$ ($d_{em}/d_e = 1$ в случае консольного расположения шнека). Принимаем $d_{em}/d_e = 1,2$.

9. Диаметр втулки шнека

$$d_{em} = d_e \left(\frac{d_{em}}{d_e} \right) = 0,035 \cdot 1,2 \approx 0,042 \text{ м}.$$

10. Коэффициент диаметра втулки шнека насоса с односторонним подводом

$$K_{d_{em}} = 2,13 \frac{d_{em}}{\sqrt[3]{\dot{V}}} = 2,13 \frac{0,038}{\sqrt[3]{\frac{0,1144}{869,2}}} = 1,77.$$

11. Относительный диаметр шнека $\bar{d}_{em} = d_{em}/D_{ш}$ определяется по

величине $K_{d_{em}}$ с помощью графиков рис.3. В нашем случае $\bar{d}_{em} = 0,22$.

12. Периферийный диаметр шнека

$$D_{ш} = d_{em} / \bar{d}_{em} = 0,042 / 0,22 = 0,19 \text{ м}.$$

13. Коэффициент диаметра шнека у насоса с односторонним подводом

$$K_{D_{ш}} = 2,13 \frac{D_{ш}}{\sqrt[3]{\frac{\dot{V}}{\omega}}} = 2,13 \frac{0,19}{\sqrt[3]{\frac{0,1144}{869,2}}} = 8,0.$$

14. При оценке расходного параметра насоса $q_p = \frac{C_{2ш}}{U_2} \operatorname{ctg} \beta_{2л}$ следует учесть, что для обычных значений лопаточного угла на выходе из ЦБРК $\beta_{2л} = 30 \dots 50^\circ$ его величина располагается в диапазоне $q_p = 0,05 \dots 0,20$. В рассматриваемом примере в первом приближении принимаем $q_p = 0,07$.

15. Величина расходного к.п.д. ШЦБН η_p ориентировочно определяется по графикам рис.4 в зависимости от значений n_s, q_p и $K_{D_{ш}}$. В нашем случае $\eta_p = 0,87$.

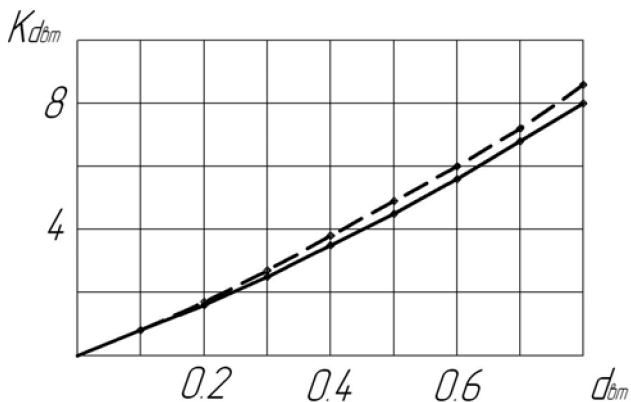


Рис.3. Зависимость оптимального значения коэффициента K_{dm} от относительного диаметра шнека d_{dm} в случае:

— - осевого подвода;

- - - - кольцевого, коленообразного, спирального полуспирального подводов

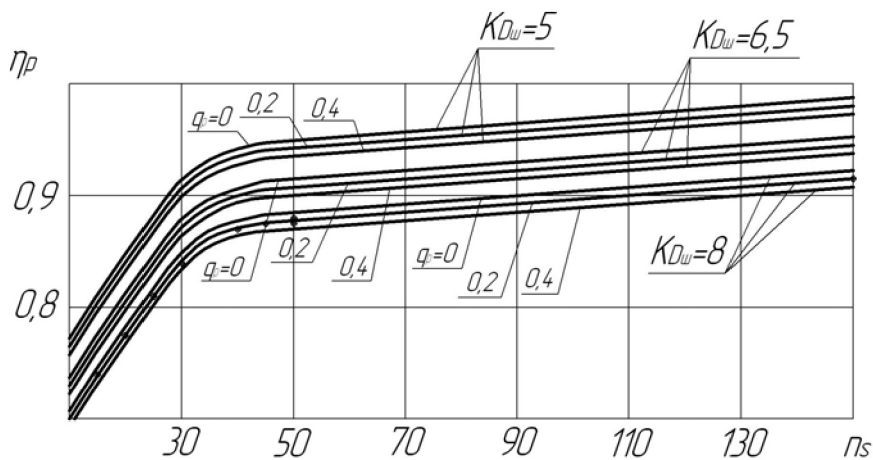


Рис.4. Зависимость расходного к.п.д. ШЦБН от коэффициента быстроходности при различных значениях $K_{D\omega}$ и q_p

2. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ШНЕКА

Схема проточной части шнека в меридиональной плоскости и его развёртка на среднем диаметре с типовыми треугольниками скоростей на входе и выходе представлены на рис.5.

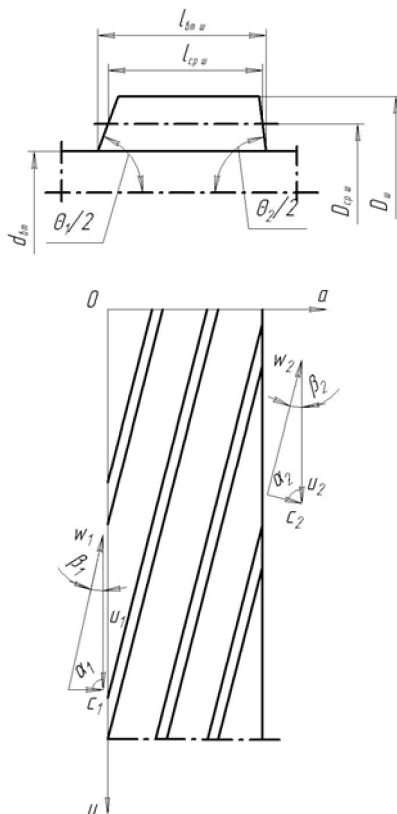


Рис. 5. Схема проточной части шнека в меридиональной плоскости и его развёртка на среднем диаметре

1. Объемный расход рабочего тела через колесо насоса

$$\dot{V}' = \frac{\dot{V}}{\eta_p} = \frac{0,1144}{0,87} = 0,1315 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2. Площадь проходного сечения на входе в шнек

$$F_{1ш} = \frac{\pi(D_{ш}^2 - d_{эм}^2)}{4} = \frac{\pi(0,19^2 - 0,042^2)}{4} = 0,02697 \text{ м}^2.$$

3. Скорость потока на входе в шнек

$$C_1 = \frac{\dot{V}'}{F_{1ш}} = \frac{0,1315}{0,02697} = 4,9 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

4. Средний диаметр шнека

$$D_{ср.ш} = \frac{d_{эм} + D_{ш}}{2} = \frac{0,042 + 0,19}{2} = 0,116 \text{ м}.$$

5. Окружная скорость на втулочном, среднем и периферийном диаметрах шнека:

$$U_{эм} = \frac{\pi d_{эм} n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,042 \cdot 8300}{60} = 18,3 \text{ м/с};$$

$$U_{ср} = \frac{\pi D_{ср} n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,116 \cdot 8300}{60} = 50,4 \text{ м/с};$$

$$U_{пер} = \frac{\pi D_{ш} n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,19 \cdot 8300}{60} = 82,6 \text{ м/с}.$$

6. Относительная скорость потока на входе в шнек на втулочном, среднем и периферийном диаметрах:

$$W_{1эм} = \sqrt{C_1^2 + U_{эм}^2} = \sqrt{4,9^2 + 18,3^2} = 18,9 \text{ м/с};$$

$$W_{1ср} = \sqrt{C_1^2 + U_{ср}^2} = \sqrt{4,9^2 + 50,4^2} = 50,6 \text{ м/с};$$

$$W_{1пер} = \sqrt{C_1^2 + U_{пер}^2} = \sqrt{4,9^2 + 82,6^2} = 82,7 \text{ м/с}.$$

7. Угол в относительном движении на входе в шнек на втулочном, среднем и периферийном диаметрах:

$$\beta_{1эм} = \arctg \frac{C_1}{U_{эм}} = \arctg \frac{4,9}{18,3} = 15,5^\circ;$$

$$\beta_{1cp} = \arctg \frac{C_1}{U_{cp}} = \arctg \frac{4,9}{50,4} = 5,6^\circ;$$

$$\beta_{1nep} = \arctg \frac{C_1}{U_{nep}} = \arctg \frac{4,9}{82,6} = 3,4^\circ$$

8. Лопаточный угол на входе в шнек определяется по формуле

$$\beta_{1л} = \beta_{1nep} + i_{nep.л.}$$

где $i_{nep.л.}$ – угол атаки на входе в шнек на периферийном диаметре
обычно выбирается из диапазона $5 \dots \dots \dots 15^\circ$.

Принимаем $i_{nep.л.} = 12^\circ$.

Тогда

$$\beta_{1л} = 3,4^\circ + 12^\circ = 15,4^\circ.$$

9. Углы атаки на входе в шнек на втулочном и среднем диаметрах:

$$i_{вт.л.} = \beta_{1л} - \beta_{1вт} = 15,4^\circ - 15,0^\circ = 0,4^\circ;$$

$$i_{ср.л.} = \beta_{1л} - \beta_{1nep} = 15,4^\circ - 5,6^\circ = 9,8^\circ.$$

10. Для шнека постоянного шага $\beta_{2л} = \beta_{1л}$, а угол потока на выходе из шнека в относительном движении $\beta_2 = \beta_{2л}$.

11. Приравнивая среднерасходные осевые составляющие скорости потока на выходе и входе в шнек $C_{2a} = C_{1a} = C_1$, на среднем диаметре на выходе из шнека получим окружную составляющую относительной скорости потока следующим образом:

$$W_{2иср} = \frac{C_{2a}}{\operatorname{tg} \beta_{2л}} = \frac{4,9}{\operatorname{tg} 15,4^\circ} = 17,8 \text{ м/с}.$$

12. Относительная скорость потока на выходе из шнека на среднем диаметре

$$W_{2ср} = \sqrt{W_{2иср}^2 + C_{2a}^2} = \sqrt{17,8^2 + 4,9^2} = 18,5 \text{ м/с}.$$

13. Окружная составляющая абсолютной скорости потока на выходе из шнека на среднем диаметре

$$C_{2исс} = U_{ср} - W_{2ср} = 50,4 - 17,8 = 32,6 \text{ м/с}.$$

14. Абсолютная скорость потока на выходе из шнека на среднем диаметре

$$C_{2cp} = \sqrt{C_{2ucc}^2 + C_{2a}^2} = \sqrt{32,6^2 + 4,9^2} = 33,0 \text{ м/с}.$$

15. Угол потока на выходе из шнека в абсолютном движении на среднем диаметре

$$\alpha_{2cp} = \text{arctg} \frac{C_{2a}}{C_{2ucc}} = \text{arctg} \frac{4,9}{32,6} = 8,5^\circ.$$

16. Коэффициент кавитации шнека определяется следующим образом:

$$\lambda_{ш.срв} = a + b \frac{C_1}{U_{cp}},$$

где коэффициент $b=0,115$, а значение коэффициента a располагается в диапазоне $0,01 \dots 0,02$.

Принимаем $a=0,015$, тогда

$$\lambda_{ш.срв} = 0,015 + 0,115 \frac{4,9}{50,4} = 0,026.$$

17. Срывной кавитационный запас шнека находится по формуле

$$h_{ш.срв} = \lambda_{ш.срв} \frac{C_1^2 + U_{cp}^2}{2} + \frac{C_1^2}{2} (m + \xi_{подв}),$$

где $m = 1,0 \dots 1,1$ – коэффициент неравномерности абсолютной скорости на входе в шнек;

$\xi_{подв}$ – коэффициент потерь в подводе, который рекомендуется выбирать из следующих диапазонов:

- для осевого подвода $\xi_{подв} = 0,2 \dots 0,3$;
- для коленообразного $\xi_{подв} = 0,8 \dots 1,0$;
- для кольцевого и полуспирального $\xi_{подв} = 1,3 \dots 1,4$.

Для рассматриваемого случая принимаем $m=1,05$ и коэффициент потерь для кольцевого подвода $\xi_{подв} = 1,35$.

Тогда

$$\Delta h_{ш.срв} = 0,026 \frac{4,9^2 + 50,4^2}{2} + \frac{4,9^2}{2} (1,05 + 1,35) = 62,1 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

18. Полное давление на входе в насос на срывном режиме работы

$$P_{вх.срв}^* = p_n + \rho \Delta h_{ш.срв},$$

где p_n - давление упругости паров рабочего тела в Па.

Тогда

$$P_{вх.срв}^* = 2400 + 800 \cdot 62,1 = 52080 \text{ Па} = 52,1 \text{ кПа}.$$

19. Кавитационный резерв по давлению на входе в шнек равен

$$\Delta \Delta p_{ш.рез}^* = \rho \Delta h_{рез} \Delta,$$

где $\Delta \Delta h_{рез}$ - кавитационный резерв выбирается обычно из диапазона 10..... 30 кДж/кг.

Принимаем $\Delta \Delta h_{рез} = 20$ кДж/кг, тогда

$$P_{ш.рез}^* = 800 \cdot 20 = 16000 \text{ Па} = 16 \text{ кПа}.$$

20. Для обеспечения бесрывного режима работы шнека необходимо, чтобы полное давление на входе в насос $P_{вх}^*$ было больше давления $P_{вх.срв}^*$ на величину не менее кавитационного резерва по давлению $\Delta \Delta p_{ш.рез}^*$, то есть необходимо, чтобы выполнялось условие $P_{вх}^* - P_{вх.срв}^* \geq \Delta p_{ш.рез}^*$.

В нашем случае $P_{вх}^* - P_{вх.срв}^* = 280 - 52,1 = 227,9 \text{ кПа}$, что больше $\Delta \Delta p_{ш.рез}^* = 16 \text{ кПа}$. Следовательно, шнек будет работать без кавитационного срыва.

В противном случае надо проанализировать возможность уменьшения срывного кавитационного запаса шнека $\Delta \Delta h_{ш.срв}$ или в крайнем случае пойти на увеличение $P_{вх}^*$ за счет увеличения наддува бака или снижения температуры рабочего тела.

21. Шаг шнека на среднем диаметре (см. рис.5)

$$S_{ср} = \pi D_{ср} \text{tg} \beta_{1л} = \pi \cdot 0,116 \cdot \text{tg} 15,4^\circ = 0,100 \text{ м}.$$

22. Густоту решетки шнека $\left(\frac{b}{t}\right)_{cp}$ рекомендуется выбирать из диапазона 2,0.....2,5. Принимаем $\left(\frac{b}{t}\right)_{cp} = 2,2$.

23. Число лопаток шнека $Z_{ш}$ обычно равно двум или трем. Принимаем $Z_{ш} = 2$.

24. Шаг решетки шнека на среднем диаметре

$$t_{cp} = \frac{\pi D_{cp}}{Z_{ш}} = \frac{\pi \cdot 0,116}{2} = 0,182 \text{ м}.$$

25. Длина лопатки шнека на среднем диаметре

$$b_{cp} = t_{cp} \left(\frac{b}{t}\right)_{cp} = 0,182 \cdot 2,2 = 0,400 \text{ м}.$$

26. Осевая длина шнека на среднем диаметре

$$l_{ш.ср} = b_{cp} \operatorname{tg} \beta_{1л} = 0,400 \cdot \operatorname{tg} 15,4^\circ = 0,110 \text{ м}.$$

27. Угол конусности шнека θ_1 на входе рекомендуется выбирать из диапазона 90...120°. Принимаем $\theta_1 = 100^\circ$.

28. Угол конусности шнека на выходе θ_2 предлагается выбирать из диапазона 140...160°. Принимаем $\theta_2 = 150^\circ$.

29. Осевая длина шнека на втулочном диаметре

$$\begin{aligned} l_{ш.вт} &= l_{ш.ср} + \frac{D_{cp} - d_{вт}}{2} \left(\operatorname{ctg} \frac{\theta_1}{2} + \operatorname{ctg} \frac{\theta_2}{2} \right) = \\ &= 0,110 + \frac{0,116 - 0,042}{2} \left(\operatorname{ctg} \frac{100^\circ}{2} + \operatorname{ctg} \frac{150^\circ}{2} \right) = 0,151 \text{ м}. \end{aligned}$$

30. Величину относительной длины заострения входной части профиля лопатки шнека рекомендуется принимать из диапазона $\bar{b}' = 0,4...0,5$. Принимаем $\bar{b}' = 0,4$.

31. Длина заострения входной части профиля лопатки на среднем диаметре

$$b'_{cp} = b_{cp} \bar{b}' = 0,4 \cdot 0,4 = 0,16 \text{ м}.$$

32. Величину относительной длины заострения выходной части профиля лопатки шнека рекомендуется принимать из диапазона $\bar{b}'' = 0,2...0,3$. Принимаем $\bar{b}'' = 0,25$.

33. Длина заострения выходной части профиля лопатки на среднем диаметре

$$b'' = b_{cp} \bar{b}'' = 0,4 \cdot 0,25 = 0,1 \text{ м}.$$

34. Максимальную относительную толщину профиля предлагается принимать из диапазона $\bar{C}_m = C_m/b = 0,010...0,015$. Принимаем $\bar{C}_m = 0,01$.

35. Максимальная толщина профиля на среднем диаметре

$$C_m = \bar{C}_m b_{cp} = 0,01 \cdot 0,4 = 0,004 \text{ м} = 4 \text{ мм}$$

36. Так как толщина входной и выходной кромок лопаток шнека обычно располагается в диапазоне $(0,65...0,75)C_m$, то радиусы входной и выходной кромок выбираются из интервала $r_1 = r_2 = (0,325...0,375)C_m$. Принимаем $r_{вх} = r_{вых} = 0,35C_m = 0,35 \cdot 4 = 1,4 \text{ мм}$.

Построение рассчитанной решетки шнека на среднем диаметре описано в подразделе 8.4. На рис.16 представлена схема этой решетки с треугольниками скоростей.

3. ПОДВОД НАСОСА

Подвод служит для обеспечения подачи жидкости к колесу насоса с заданной скоростью и определенным (обычно осевым) направлением. Различают пять видов подводов (см. рис.6). Выбор того или иного вида подвода зависит от конструктивных особенностей всего насосного агрегата. Наиболее часто используется кольцевой патрубок (рис.6,в). В этом случае выбираются и вычисляются следующие основные геометрические параметры последнего.

1. Отношение скоростей потока на входе в шнек и в подвод обычно располагается в диапазоне $C_1/C_{ex} = 1,15...1,30$. Принимаем $C_1/C_{ex} = 1,2$.

2. Скорость потока на входе в подвод

$$C_{ex} = \frac{C_1}{\left(C_1/C_{ex}\right)} = 4,9/1,2 = 4,1 \text{ м/сек}.$$

3. Площадь входа в подвод

$$F_{ex} = \frac{\dot{V}}{C_{ex}} = \frac{0,1144}{4,1} = 0,0279 \text{ м}^2.$$

4. Диаметр входа в подвод

$$D_{ex} = \sqrt{\frac{4F_{ex}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0279}{\pi}} = 0,188 \text{ м}.$$

5. Диаметр выхода из патрубка определяется с помощью соотношения $D_{ш}' = (1,02...1,05)D_{ш}$.

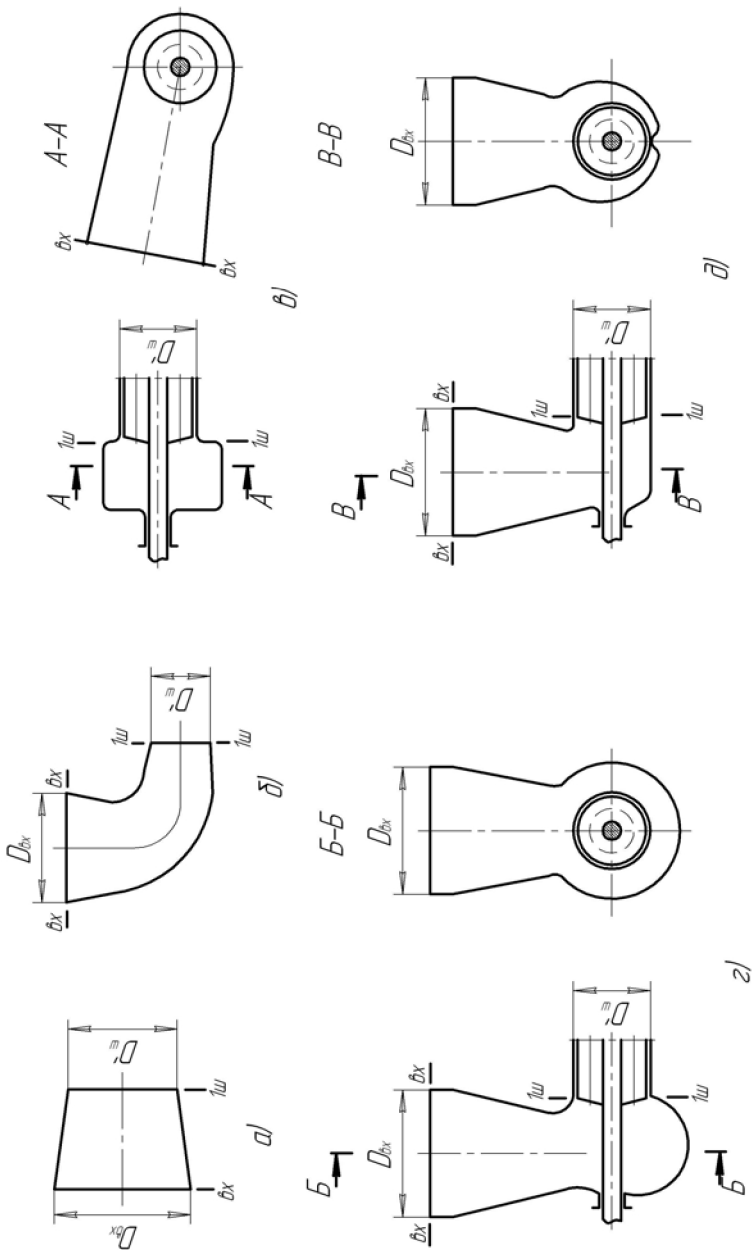


Рис.6. Схемы подводов насосов:

a - осевой; *б* - колленообразный; *е* - полуспиральный; *з* - кольцевой; *д* - спиральный

В рассматриваемом примере

$$D_{и\prime} = 1,02 \cdot 0,19 = 0,194 м .$$

6. Гидравлические потери в подводе

$$\alpha_{r_{подв}} = \xi_{подв} \frac{C_1^2}{2} = 1,35 \frac{4,9^2}{2} = 16,2 \frac{Дж}{кг} .$$

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРОБЕЖНОГО РАБОЧЕГО КОЛЕСА

4.1. Параметры на входе в центробежное колесо

Схема проточной части на входе в ЦБРК с типовым треугольником скоростей приведена на рис.7.

1. Средний диаметр на входе в ЦБРК $D_{1у}$ определяется с помощью отношения $\varphi = \frac{D_{1у}}{D_{2ш}}$, которое обычно располагается в диапазоне от 0,7 до 0,9. Принимаем $\varphi = 0,8$ и определяем $D_{1у}$ по формуле

$$D_{1у} = \varphi D_{2ш} = 0,8 \cdot 0,19 = 0,152 \text{ м}.$$

2. Отношение проходных сечений на выходе из шнека $F_{2ш}$ и на входе в ЦБРК $F_{1у}$ обычно располагается в диапазоне $\chi = \frac{F_{2ш}}{F_{1у}} = 0,7 \dots 0,9$. Оно выбирается меньше единицы с целью снижения скорости набегания жидкости на рабочие лопатки, уменьшения профильного разрежения и повышения антикавитационного качества насоса. Принимаем $\chi = 0,8$.

3. Площадь проходного сечения на входе в ЦБРК

$$F_{1у} = \frac{F_{2ш}}{\chi} = \frac{\pi(D_{2ш}^2 - d_{эм}^2)}{4\chi} = \frac{\pi(0,190^2 - 0,042^2)}{4 \cdot 0,8} = 0,0337 \text{ м}^2.$$

4. Высота лопаток на входе в ЦБРК

$$b_1 = \frac{F_{1у}}{\pi D_{1у}} = \frac{0,0337}{\pi \cdot 0,152} = 0,0706 \text{ м}.$$

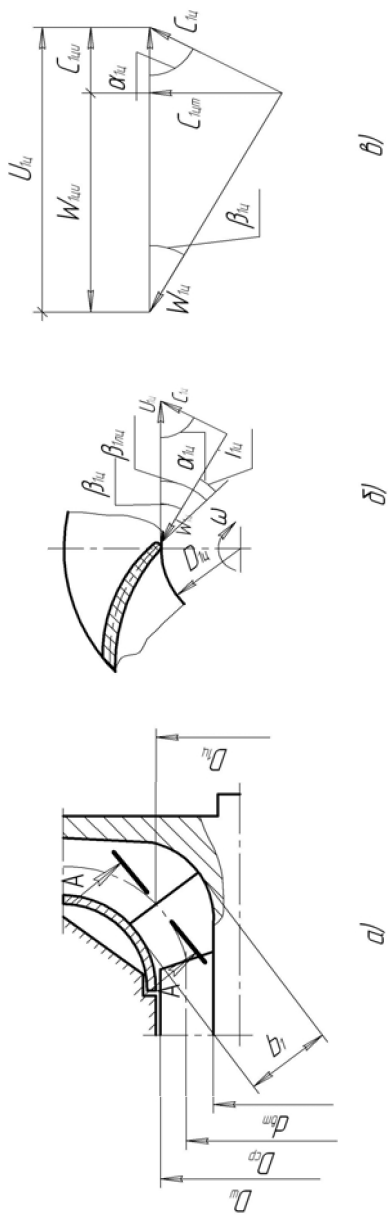


Рис. 7. Схема проточной части на входе в ЦБРК:

a - в меридиональной плоскости, *б* - в дополнительной конической секущей плоскости,
в - треугольник скоростей на входе в ЦБРК

5. Меридиальная составляющая скорости потока на входе в ЦБРК (см. рис.7)

$$C_{1ym} = \frac{V'}{F_{1y}} = \frac{0,1315}{0,0337} = 3,9 \frac{м}{с}.$$

6. Окружная составляющая абсолютной скорости потока на входе в ЦБРК на диаметре D_{1y}

$$C_{1yu} = C_{2исс} \frac{D_{ср}}{D_{1y}} = 32,6 \frac{0,116}{0,152} = 24,9 \frac{м}{с}.$$

7. Абсолютная скорость потока на входе в ЦБРК на диаметре D_{1y}

$$C_{1y} = \sqrt{C_{1ym}^2 + C_{1yu}^2} = \sqrt{3,9^2 + 24,9^2} = 25,2 м/с.$$

8. Угол потока на входе в ЦБРК в абсолютном движении на диаметре D_{1y}

$$\alpha_{1y} = \arctg \frac{C_{1ym}}{C_{1yu}} = \arctg \frac{3,9}{24,9} = 8,9^\circ.$$

9. Окружная скорость на входе в ЦБРК на диаметре D_{1y}

$$U_{1y} = \frac{\pi D_{1y} n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,152 \cdot 8300}{60} = 66,1 м/с.$$

10. Окружная составляющая относительной скорости потока на входе в ЦБРК на диаметре D_{1y}

$$W_{1yu} = U_{1y} - C_{1yu} = 66,1 - 24,9 = 41,2 \frac{м}{с}.$$

11. Относительная скорость потока на входе в ЦБРК на диаметре D_{1y}

$$W_{1y} = \sqrt{C_{1ym}^2 + W_{1yu}^2} = \sqrt{3,9^2 + 41,2^2} = 41,4 м/с.$$

12. Угол потока в относительном движении на входе в ЦБРК на диаметре $D_{1ц}$

$$\beta_{1ц} = \arctg \frac{C_{1цм}}{W_{1цн}} = \arctg \frac{3,9}{41,2} = 5,4^\circ .$$

13. Угол атаки на входе в ЦБРК $i_{1ц}$ рекомендуется выбирать из диапазона $5...15^\circ$. Принимаем $i_{1ц} = 10,1^\circ$.

14. Лопаточный угол на входе в ЦБРК

$$\beta_{1ц} = \beta_{1ц} + i_{1ц} = 5,4 + 10,1 = 15,5^\circ .$$

4.2. Параметры на выходе из центробежного колеса

Схема проточной части на выходе из ЦБРК с двумя вариантами треугольников скоростей приведена на рис.8.

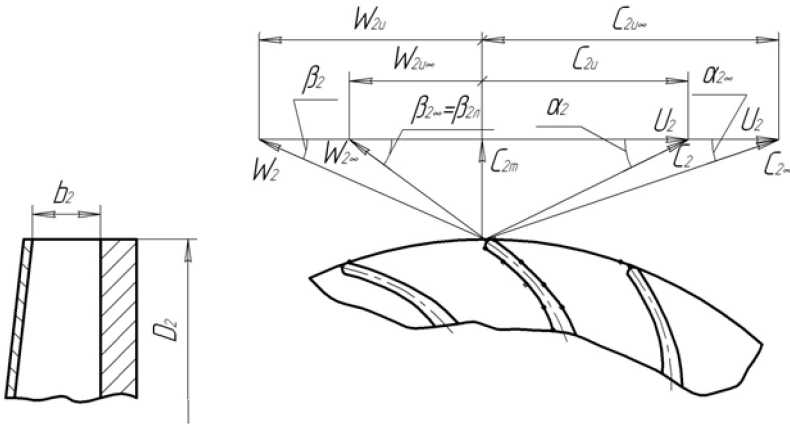


Рис. 8. Схема проточной части на выходе из ЦБРК

1. Отношение диаметров на входе и выходе из ЦБРК в первом приближении можно определить по формуле:

$$\frac{D_1}{D_2} = 0,0075 K_{D_{ин}} \sqrt{K_z \eta_z (1 - q_m) (n_s)^{2/3}} ,$$

где

$K_z = H_T / H_{T\infty}$ - коэффициент, учитывающий конечное число лопаток

ЦБРК;

η_z - гидравлический к.п.д. насоса.

Значение произведения $K_z \eta_z$ чаще всего находится в диапазоне 0,64.....0,68 и величина отношения диаметров $\left(\frac{D_1}{D_2} \right)$ оказывается в интервале 0,4.....0,7.

Если в расчете получится $\left(\frac{D_1}{D_2} \right) < 0,4$, то целесообразно задаться меньшим значением параметра расхода q_p .

При $\left(\frac{D_1}{D_2} \right) > 0,7$ в насосе следует использовать диагональное или двухпоточное рабочее колесо.

Для примера расчета выбираем $K_z \eta_z = 0,66$.

Тогда

$$\left(\frac{D_1}{D_2} \right) = 0,0074 \cdot 8,0 \cdot \sqrt{0,66 \cdot (1 - 0,07)} \cdot (51,3)^{2/3} = 0,48.$$

2. Диаметр на выходе из ЦБРК в первом приближении:

$$D_2' = \frac{D_{1ц}}{\left(\frac{D_1}{D_2} \right)} = \frac{0,152}{0,48} = 0,316 м.$$

3. Окружная скорость на выходе из ЦБРК

$$U_2 = \frac{\pi D_2' n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,316 \cdot 8300}{60} = 137,3 \frac{м}{с}.$$

4. Лопаточный угол на выходе из ЦБРК определяется по формуле

$$\beta_{2л} = \arccos \frac{\pi D_{1ц} b_1 \left(\frac{F_2}{F_1} \right) q_1 \sin \beta_{1лц}}{\dot{V}'},$$

где $\left(\frac{F_2}{F_1} \right)$ - степень диффузорности межлопаточных каналов ЦБРК располагается в диапазоне 1,0.....1,6.

В нашем случае принимаем $\left(\frac{F_2}{F_1}\right) = 1,15$, тогда

$$\beta_{2л} = \arccos \frac{\pi \cdot 0,152 \cdot 0,0706 \cdot 137,3 \cdot 1,15 \cdot 0,07 \cdot \sin 15,5^\circ}{0,1315} = 40,8^\circ.$$

Рекомендуется иметь значение угла $\beta_{2л}$ в диапазоне 30...60°.

Изменить величину $\beta_{2л}$ можно варьируя значениями $\left(\frac{F_2}{F_1}\right)$ и q_p .

5. Высота лопаток на выходе из ЦБРК

$$\begin{aligned} b_2 &= \frac{b_1 D_{1л} \left(\frac{F_2}{F_1}\right) \sin \beta_{1лл}}{D'_2 \sin \beta_{2л}} = \\ &= \frac{0,0706 \cdot 0,152 \cdot 1,15 \cdot \sin 15,5^\circ}{0,316 \cdot \sin 40,8^\circ} = 0,016 \text{ м.} \end{aligned}$$

6. Меридиональная составляющая скорости потока на выходе из ЦБРК

$$C_{2m} = \frac{\dot{V}'}{\pi D'_2 b_2} = \frac{0,1315}{\pi \cdot 0,316 \cdot 0,016} = 8,3 \text{ м/с}.$$

7. Гидравлический к.п.д. насоса при $\left(\frac{D_1}{D_2}\right) \leq 0,7$ рекомендуется выбирать из диапазона $\eta_e = 0,82...0,85$. В рассматриваемом случае принимаем $\eta_e = 0,83$.

8. Коэффициент, учитывающий конечное число лопаток ЦБРК:

$$K_z = \frac{K_z \eta_e}{\eta_e} = \frac{0,66}{0,83} = 0,795.$$

9. Теоретический напор насоса

$$H_T = \frac{H}{\eta_e} = \frac{11,46}{0,83} = 13,81 \text{ кДж/кг}.$$

10. Теоретический напор насоса с ЦБРК при бесконечном числе тонких лопаток

$$H_{T\infty} = \frac{H_T}{K_z} = \frac{13,81}{0,795} = 17,37 \text{ кДж/кг}.$$

11. Диаметр на выходе из ЦБРК во втором приближении

$$D_2'' = \frac{60}{\pi n} \sqrt{\frac{H_{T\infty} \cdot 10^3}{1 - q_p}} = \frac{60}{\pi \cdot 8300} \sqrt{\frac{17,37 \cdot 10^3}{1 - 0,07}} = 0,314 \text{ м.}$$

Расхождение в первом и втором приближении значений диаметра D_2 составляет $D_2 = \left| \frac{D_2' - D_2''}{D_2''} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{0,316 - 0,314}{0,314} \right| \cdot 100\% = 0,6\%$, что меньше 3%. Поэтому дальнейший расчет проводится при $D_2 = 0,314 \text{ м}$. В противном случае необходимо было бы повторить расчет начиная с п.3 настоящего подраздела при значении $D_{2и}$, найденном в п.11.

12. Число лопаток ЦБРК

$$\begin{aligned} Z_{PK} &= 4 \left(1,5 + \frac{\beta_{2л}}{60^\circ} \right) + 130 \left(\frac{D_{1и}}{D_2} - 0,6 \right)^2 = \\ &= 4 \cdot \left(1,5 + \frac{40,8^\circ}{60^\circ} \right) + 130 \cdot \left(\frac{0,152}{0,314} - 0,6 \right)^2 = 10,4. \end{aligned}$$

Принимаем Z_{PK} равным целому числу, $Z_{PK} = 10$.

13. Окружная составляющая абсолютной скорости потока на выходе из ЦБРК с конечным и бесконечным числом лопаток:

$$\begin{aligned} C_{2и} &= \frac{H_T \cdot 10^3}{U_2} = \frac{13,81 \cdot 10^3}{137,3} = 100,6 \text{ м/с}; \\ C_{2и\infty} &= \frac{H_{T\infty} \cdot 10^3}{U_2} = \frac{17,37 \cdot 10^3}{137,3} = 126,5 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

14. Угол потока в абсолютном движении на выходе из ЦБРК с конечным и бесконечным числом лопаток:

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= \text{arctg} \frac{C_{2м}}{C_{2и}} = \text{arctg} \frac{8,3}{100,6} = 4,7^\circ; \\ \alpha_{2\infty} &= \text{arctg} \frac{C_{2м}}{C_{2и\infty}} = \text{arctg} \frac{8,3}{126,5} = 3,8^\circ. \end{aligned}$$

15. Абсолютная скорость потока на выходе из ЦБРК с конечным и бесконечным числом лопаток:

$$C_2 = \sqrt{C_{2m}^2 + C_{2u}^2} = \sqrt{8,3^2 + 100,6^2} = 100,9 \text{ м/с};$$

$$C_{2\infty} = \sqrt{C_{2m}^2 + C_{2u\infty}^2} = \sqrt{8,3^2 + 126,5^2} = 126,8 \text{ м/с}.$$

16. Окружная составляющая относительной скорости потока на выходе из ЦБРК с конечным и бесконечным числом лопаток:

$$W_{2u} = U_2 - C_{2u} = 137,3 - 100,6 = 36,7 \text{ м/с};$$

$$W_{2u\infty} = U_2 - C_{2u\infty} = 137,3 - 126,5 = 10,8 \text{ м/с}.$$

17. Угол потока в относительном движении на выходе из ЦБРК

$$\beta_2 = \arctg \frac{C_{2m}}{W_{2u}} = \arctg \frac{8,3}{36,7} = 12,7^\circ.$$

18. Относительная скорость потока на выходе из ЦБРК с конечным и бесконечным числом лопаток:

$$W_2 = \sqrt{C_{2m}^2 + W_{2u}^2} = \sqrt{8,3^2 + 36,7^2} = 37,6 \text{ м/с};$$

$$W_{2\infty} = \sqrt{C_{2m}^2 + W_{2u\infty}^2} = \sqrt{8,3^2 + 10,8^2} = 13,6 \text{ м/с}.$$

4.3. Проверка условия бескавитационного режима работы центробежного колеса

1. Коэффициент кавитации центробежного колеса

$$\begin{aligned} \lambda_{срв.ц} &= 0,053 + \left(1 - \frac{0,38}{\chi}\right) \frac{C_{1ц}}{U_{1ц}} + \left(\frac{2r_1}{C_m} - 0,615\right) \cdot \left(0,07 + 0,42 \frac{C_{1ц}}{U_{1ц}}\right) = \\ &= 0,053 + \left(1 - \frac{0,38}{0,8}\right) \cdot \frac{25,2}{66,1} + \left(\frac{2 \cdot 1,4}{4} - 0,615\right) \cdot \left(0,07 + 0,42 \cdot \frac{25,2}{66,1}\right) = 0,273, \end{aligned}$$

где

C_m – максимальная толщина профиля лопатки ЦБРК;

r_1 – радиус входной кромки профиля лопатки ЦБРК.

Для оценки значения $\lambda_{срв.ц}$ можно воспользоваться величинами r_1 и

C_m принятыми ранее для лопаток шнека в разделе 2.

Обычно величина $\lambda_{срв.ц}$ находится в диапазоне 0,1.....0,3.

2. Полное давление на входе в ЦБРК на его срывном режиме работы

$$P_{1u,crв}^* = P_{II} + \rho \left(\lambda_{crвe-u} \frac{W_{1u}^2}{2} + m \frac{C_{1u}^2}{2} \right),$$

где P_{II} - давление упругости паров рабочего тела в Па;

$m = 1,0 \dots 1,1$ - коэффициент неравномерности абсолютной скорости потока на входе в ЦБРК.

Выбираем $m = 1,05$, тогда

$$P_{1u,crв}^* = 2400 + 800 \cdot \left(0,273 \cdot \frac{41,4^2}{2} + 1,05 \cdot \frac{25,2^2}{2} \right) = 456280 \text{ Па} = 456,3 \text{ кПа}.$$

3. Гидравлические потери в отводе ищутся по формуле

$$L_{r,отв} = \xi_{отв} \frac{C_{2u}^2}{2},$$

где $\xi_{отв}$ - коэффициент потерь в отводе обычно располагается в диапазоне $0,18 \dots 0,22$. Принимаем $\xi_{отв} = 0,22$, тогда $L_{r,отв} =$

$$= 0,22 \cdot \frac{100,6^2}{2} = 1012 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} = 1,01 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

4. Коэффициент полезного действия отвода

$$\eta_{отв} = \frac{H}{H + L_{r,отв}} = \frac{11,46}{11,46 + 1,01} = 0,919.$$

5. Гидравлический к.п.д. шнекоцентробежного колеса

$$\eta_{зк\Sigma} = \frac{\eta_z}{\eta_{отв}} = \frac{0,83}{0,919} = 0,903.$$

6. Гидравлические потери в шнекоцентробежном колесе

$$L_{rК\Sigma} = H_T (1 - \eta_{зк\Sigma}) = 13,81 \cdot (1 - 0,903) = 1,34 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

7. Гидравлические потери в ЦБРК можно найти по формуле

$$L_{rКЦ} = \xi_{КЦ} \frac{W_{1u}^2}{2},$$

где $\xi_{КЦ}$ - коэффициент потерь в ЦБРК располагается в диапазоне $0,6 \dots 0,7$.

Принимаем $\xi_{КЦ} = 0,65$, тогда

$$L_{rКЦ} = 0,65 \cdot \frac{41,4^2}{2} = 557 \frac{Дж}{кг} = 0,56 \frac{кДж}{кг}.$$

8. Гидравлические потери в шнеке

$$L_{r,ш} = L_{rКΣ} - L_{rКЦ} = 1,34 - 0,56 = 0,78 \frac{кДж}{кг} = 780 \frac{Дж}{кг}.$$

9. Действительный напор шнека

$$H_{ш} = C_{2иср} U_{ср} - L_{r,ш} = 32,6 \cdot 50,4 - 780 = 863 \frac{Дж}{кг}.$$

10. Полное давление рабочего тела на входе в ЦБРК

$$p_{1ц}^* = p_{вх}^* - \xi_{подв} \rho \frac{C_1^2}{2} + \rho H_{ш} = 280 \cdot 10^3 - 1,35 \cdot 800 \cdot \frac{4,9^2}{2} + 800 \cdot 863 = 957440 Па = 957,4 кПа /$$

11. Кавитационный резерв по давлению на входе в ЦБРК равен

$$\Delta p_{рез,ц}^* = \rho \Delta h_{рез} \Delta,$$

где $\Delta h_{рез}$ - кавитационный резерв выбирается обычно из диапазона $10 \dots 30 \frac{Дж}{кг}$.

Принимаем $\Delta h_{рез} = 25 \frac{Дж}{кг}$, тогда $\Delta p_{рез,ц}^* = 800 \cdot 25 = 20000 Па = 20 кПа$.

Для обеспечения бесрывного режима работы ЦБРК необходимо, чтобы полное давление на входе в ЦБРК $p_{1ц}^*$ было больше давления $p_{1ц,срв}^*$ на величину не менее кавитационного резерва по давлению $\Delta p_{рез,ц}^*$.

В нашем случае $p_{1ц}^* - p_{1ц,срв}^* = 957,4 - 456,3 = 501,1 кПа$, что значительно больше $\Delta p_{рез,ц}^* = 20 кПа$. Следовательно, ЦБРК будет работать без кавитационного срыва.

5. ОТВОД НАСОСА

Отвод служит для сбора жидкости, выходящей из колеса, преобразования ее кинетической энергии в потенциальную энергию давления и направления рабочего тела потребителю.

В общем случае схема отвода насоса включает щелевой 5 и лопаточный 6 диффузоры, спиральный сборник 7 и конический диффузор 8 (см. рис.1). Однако чаще всего с целью упрощения технологии производства насоса лопаточный диффузор в схеме отвода отсутствует (см. рис. 2). Поэтому для примера расчета выбрана схема отвода без лопаточного диффузора (см. рис. 9).

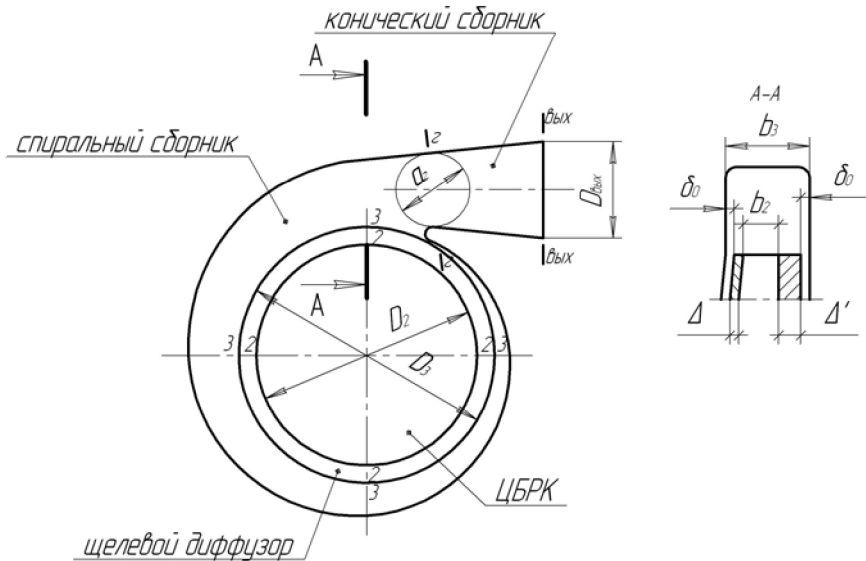


Рис. 9. Схема отвода без лопаточного диффузора

5.1. Расчет параметров щелевого диффузора отвода без лопаточного диффузора

Щелевой диффузор (см. рис. 9) отделяет колесо насоса от спирального сборника. В нем преобразуется в потенциальную энергию незначительная доля кинетической энергии потока в связи с его малой радиальной протяженностью.

1. Диаметр на выходе из щелевого диффузора D_3 выбирается в соответствии с соотношением

$$D_3 = (1,02...1,15)D_2 .$$

В рассматриваемом примере

$$D_3 = 1,06D_2 = 1,06 \cdot 0,314 = 0,333 м .$$

2. Ширина щелевого диффузора определяется по формуле

$$b_3 = b_2 + \Delta + \Delta' + 2\delta_0 ,$$

где Δ - толщина ведомого диска (крышки) (см. рис.9), принимается равной $(0,003...0,006)D_2$;

Δ' - толщина ведущего диска, обычно равна $(0,3...0,5)b_2$;

δ_0 - осевой зазор, определяемый из соотношения $\delta_0 = (0,001...0,03)D_2$.

В нашем случае

$$b_3 = 0,016 + 0,004 \cdot 0,314 + 0,3 \cdot 0,016 + 2 \cdot 0,01 \cdot 0,314 = 0,028 м .$$

3. Меридиональная и окружная составляющие скорости потока на выходе из щелевого диффузора:

$$C_{3m} = \frac{\dot{V}}{\pi D_3 b_3} = \frac{0,1144}{\pi \cdot 0,333 \cdot 0,028} = 3,9 \frac{м}{с} ;$$

$$C_{3u} = C_{2u} \frac{D_2}{D_3} = 100,6 \cdot \frac{0,314}{0,333} = 94,9 \frac{м}{с} .$$

4. Скорость потока на выходе из щелевого диффузора

$$C_3 = \sqrt{C_{3m}^2 + C_{3u}^2} = \sqrt{3,9^2 + 94,9^2} = 95,0 \frac{м}{с} .$$

5. Угол потока на выходе из щелевого диффузора

$$\alpha_3 = \arctg \frac{C_{3m}}{C_{3u}} = \arctg \frac{3,9}{94,9} = 2,4^\circ .$$

5.2. Методика определения параметров щелевого диффузора отвода с лопаточным диффузором

Схема отвода с лопаточным диффузором приведена на рис.10.

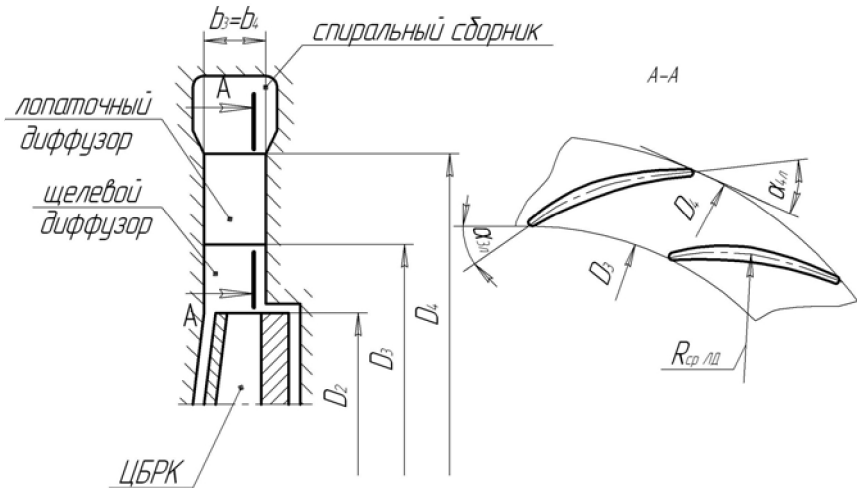


Рис. 10. Схема отвода с лопаточным диффузором

1. В этом случае диаметр на выходе из щелевого диффузора D_3 выбирается несколько меньше, чем у щелевого диффузора отвода без лопаточного диффузора $D_3 = (1,01...1,03)D_2$.

2. Ширину щелевого диффузора рекомендуется принимать не намного больше высоты лопаток на выходе из ЦБРК:

$$b_3 = (1,1...1,2)b_2 .$$

Параметры потока на выходе из щелевого диффузора определяются так же, как и в предыдущем случае.

5.3. Методика проектного расчета лопаточного диффузора

Лопаточный диффузор выполняется в виде кольцевого лопаточного венца, установленного между боковыми стенками корпуса насоса (см. рис.10).

При одинаковой радиальной протяженности в лопаточном диффузоре достигается большее повышение статического давления, чем в щелевом диффузоре. Кроме того, несмотря на усложнение конструкции, применение лопаточного диффузора обеспечивает большую жесткость и прочность корпуса насоса при тонких стенках.

1. Диаметр на выходе из лопаточного диффузора выбирается из соотношения $D_4 = (1,35...1,45)D_3$.

2. Ширина лопаточного диффузора на выходе равна ширине на входе $b_4 = b_3$.

3. Лопаточный угол на входе $\alpha_{3л}$ выбирается приблизительно равным α_3 .

4. Лопаточный угол на выходе $\alpha_{4л}$ обычно на $8...10^\circ$ больше угла $\alpha_{3л}$.

5. Радиус кривизны средней линии профиля лопатки диффузора

$$R_{срЛД} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{4л} - D_3 \cos \alpha_{3л})}.$$

6. Число лопаток Z_∂ лопаточного диффузора выбирается чаще всего из диапазона $5...12$.

7. Средний угол расширения межлопаточного канала диффузора

$$\Theta_{ср} = \frac{180^\circ}{Z_\partial} \left(2 - \frac{D_3}{2R_{срЛД}} \cos \alpha_{3л} - \frac{D_4}{2R_{срЛД}} \cos \alpha_{4л} \right).$$

Этот угол не должен превышать $10...12^\circ$. В противном случае его надо снижать до допустимого значения за счет уменьшения угла $\alpha_{4л}$ или увеличения числа лопаток Z_∂ и диаметра D_4 .

8. Меридиональная и окружная составляющие скорости потока на выходе из лопаточного диффузора:

$$C_{4m} = \frac{\dot{V}}{\pi D_4 b_4};$$

$$C_{4u} = \frac{\dot{V} K_4}{\pi D_4 b_4 t g \alpha_{4л}},$$

где $K_4 = 1,05 \dots 1,20$ - коэффициент сужения лопатками сечения на выходе из лопаточного диффузора.

9. Скорость потока на выходе из лопаточного диффузора

$$C_4 = \sqrt{C_{4m}^2 + C_{4u}^2}.$$

10. Угол потока на выходе из лопаточного диффузора

$$\alpha_4 = \operatorname{arctg} \frac{C_{4m}}{C_{4u}}.$$

5.4. Определение параметров спирального сборника и конического диффузора

1. Площадь выхода из спирального сборника – входа в конический диффузор. В случае отвода без лопаточного диффузора

$$F_{\Gamma} = \frac{\dot{V}}{2C_{3u}} \left(1 + e^{2 \cdot \pi \cdot t g \alpha_3} \right) = \frac{0,1144}{2 \cdot 94,9} \left(1 - e^{2 \cdot \pi \cdot t g 2,4^0} \right) = 0,001387 \text{ м}^2.$$

В случае отвода с лопаточным диффузором

$$F_{\Gamma} = \frac{\dot{V}}{2C_{4u}} \left(1 + e^{2 \cdot \pi \cdot t g \alpha_4} \right).$$

2. Гидравлические потери в спиральном сборнике отвода без лопаточного диффузора можно оценить по формуле

$$L_{rc} = \xi_c \frac{C_{2u}^2}{2},$$

где ξ_c - коэффициент потерь спирального сборника, приблизительно равен 0,1.

Тогда

$$L_{rc} = 0,1 \cdot \frac{100,6^2}{2} = 506 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

В случае отвода с лопаточным диффузором при определении значения L_{rc} следует использовать окружную составляющую скорости потока C_{4u} .

3. Конический диффузор выполняется в виде уширяющегося патрубка переменного сечения (см. рис.9). Входное сечение его соответствует форме выходного сечения спирального сборника и представляет собой прямоугольник. Выходное же сечение обычно выполняется круглым, так как конический диффузор непосредственно стыкуется с нагнетающим трубопроводом.

Вследствие этого высоту входа a_{Γ} (см. рис.9) в конический диффузор определяют следующим образом:

$$a_{\Gamma} = \frac{F_{\Gamma}}{b_3} = \frac{0,001387}{0,0495} = 0,028 \text{ м} .$$

4. Эквивалентный диаметр входа в конический диффузор

$$d_{\text{ЭГ}} = \sqrt{\frac{4F_{\Gamma}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,387 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 4,2 \cdot 10^{-2} \text{ м} .$$

5. Скорость потока на входе в конический диффузор

$$C_{\Gamma} = \frac{\dot{V}}{F_{\Gamma}} = \frac{0,1144}{1,387 \cdot 10^{-3}} = 82,5 \frac{\text{м}}{\text{с}} .$$

6. Скорость потока на выходе из конического диффузора (на выходе из насоса) выбирается из диапазона $C_{\text{вых}} = 10 \dots 20 \frac{\text{м}}{\text{с}}$. В рассматриваемом примере расчета принимаем $C_{\text{вых}} = 15 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

7. Площадь на выходе из насоса

$$F_{\text{вых}} = \frac{\dot{V}}{C_{\text{вых}}} = \frac{0,1144}{15} = 7,627 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 .$$

8. Диаметр конического диффузора на выходе

$$D_{\text{вых}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{вых}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,627 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 9,85 \cdot 10^{-2} \text{ м} .$$

9. Длина конического диффузора определяется по формуле

$$l_{KD} = \frac{(D_{вых} - d_{ЭГ})}{2tg \frac{\alpha_{ЭKD}}{2}},$$

где $\alpha_{ЭKD}$ - эквивалентный угол раскрытия конического диффузора располагается в диапазоне 6...15°. Принимаем $\alpha_{ЭKD} = 10^\circ$. Тогда

$$l_{KD} = \frac{9,85 \cdot 10^{-2} - 4,2 \cdot 10^{-2}}{2tg \frac{10^0}{2}} = 0,323 м.$$

6. РАСЧЕТ ИЗМЕНЕНИЯ СТАТИЧЕСКОГО И ПОЛНОГО ДАВЛЕНИЙ ВДОЛЬ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ НАСОСА

1. Статическое давление на входе в насос

$$p_{вх} = p_{вх}^* - \rho \frac{C_{вх}^2}{2} = 280000 - 800 \frac{4,1^2}{2} = 273276 \text{ Па} = 273,3 \text{ кПа} .$$

2. Полное давление на входе в шнек

$$p_{1ш}^* = p_{вх}^* - \rho L_{r,подв} = 280000 - 800 \cdot 16,2 = 267040 \text{ Па} = 267 \text{ кПа} .$$

3. Статическое давление на входе в шнек

$$p_{1ш} = p_{1ш}^* - \rho \frac{C_1^2}{2} = 267040 - 800 \frac{4,9^2}{2} = 257440 \text{ Па} = 257,4 \text{ кПа} .$$

4. Полное давление на выходе из шнека

$$p_{2ш}^* = p_{1ш}^* + \rho H_{ш} = 267040 + 800 \cdot 863 = 957440 \text{ Па} = 957,4 \text{ кПа} .$$

5. Статическое давление на выходе из шнека

$$p_{2ш} = p_{2ш}^* - \rho \frac{C_{2ср}^2}{2} = 957440 - 800 \cdot \frac{33^2}{2} = 521840 \text{ Па} = 521,8 \text{ кПа} .$$

6. Пренебрегая потерями в переходном канале между шнеком и ЦБРК, считают полное давление на входе в ЦБРК равным полному давлению на выходе из шнека $p_{1ц}^* = p_{2ш}^* = 957,4 \text{ кПа} .$

7. Статическое давление на входе в ЦБРК

$$p_{1ц} = p_{1ц}^* - \rho \frac{C_{1ц}^2}{2} = 957440 - 800 \cdot \frac{25,2^2}{2} = 703420 \text{ Па} = 703,4 \text{ кПа} .$$

8. Теоретический напор ЦБРК

$$\begin{aligned} H_{ТКЦ} &= C_{2цц} U_{2ц} - C_{1цц} U_{1ц} = 100,6 \cdot 137,3 - 24,9 \cdot 66,1 = \\ &= 12166 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} = 12,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} . \end{aligned}$$

9. Действительный напор ЦБРК

$$H_{КЦ} = H_{ТКЦ} - L_{rКЦ} = 12166 - 557 = 11609 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} = 11,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} .$$

10. Полное давление на выходе из ЦБРК

$$p_2^* = p_{1ц}^* + \rho H_{КЦ} = 957440 + 800 \cdot 11609 = 10240000 \text{Па} = 10240 \text{кПа} .$$

11. Статическое давление на выходе из ЦБРК

$$p_2 = p_2^* - \rho \frac{C_2^2}{2} = 10240000 - 800 \frac{100,9^2}{2} = 6170000 \text{Па} = 6170 \text{кПа} .$$

12. Полное давление на выходе из шелевого диффузора равно полному давлению на выходе из ЦБРК : $p_3^* = p_2^* = 10240 \text{кПа}$.

13. Статическое давление на выходе из шелевого диффузора

$$p_3 = p_3^* - \rho \frac{c_3^2}{2} = 10240000 - 800 \cdot \frac{95^2}{2} = 6630000 \text{Па} = 6630 \text{кПа} .$$

14. Полное давление на входе в конический диффузор

$$p_{\Gamma}^* = p_3^* - \rho L_{rc} = 10240000 - 800 \cdot 506 = 9835200 \text{Па} = 9835 \text{кПа} .$$

15. Статическое давление на входе в конический диффузор

$$p_{\Gamma} = p_{\Gamma}^* - \rho \frac{C_{\Gamma}^2}{2} = 9835200 - 800 \cdot \frac{82,5^2}{2} = 7112700 \text{Па} = 7113 \text{кПа} .$$

16. Гидравлические потери в коническом диффузоре

$$L_{rКД} = L_{r.омв} - L_{rc} = 1012 - 506 = 506 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} .$$

17. Полученное полное давление на выходе из насоса

$$p'_{вых} = p_{\Gamma}^* - \rho L_{rКД} = 9835200 - 800 \cdot 506 = 9430400 \text{Па} = 9430 \text{кПа} .$$

18. Статическое давление на выходе из насоса

$$p_{вых} = p'_{вых} - \rho \frac{C_{вых}^2}{2} = 9430400 - 800 \frac{15^2}{2} = 9340400 \text{Па} = 9340 \text{кПа} .$$

19. Отклонение полученного полного давления на выходе из насоса от заданного

$$\Delta \bar{p}_{вых}^* = \left| \frac{p_{вых}^* - p'_{вых}}{p_{вых}^*} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{9450 - 9430}{9450} \right| \cdot 100\% = 0,2\% .$$

Необходимо, чтобы полученное в расчете полное давление на выходе из насоса отличалось от заданного не более, чем на 5%. В противном случае надо скорректировать уровень потерь в проточной части шнекоцентробежного насоса.

На основании выполненных расчетов следует построить схему изменения статического и полного давления в проточной части насоса (см. рис. 11).

$P; P^*, \text{МПа}$

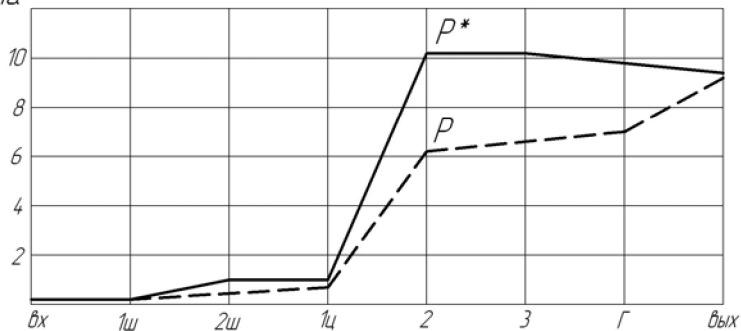


Рис.11. Изменение статического и полного давления рабочего тела вдоль проточной части ШЦБН

7. ПОТЕРИ, МОЩНОСТЬ И К.П.Д. НАСОСА

7.1. Утечки и расходный к.п.д. насоса

Схема утечек рабочего тела из полости нагнетания в наиболее общем случае приведена на рис. 12.

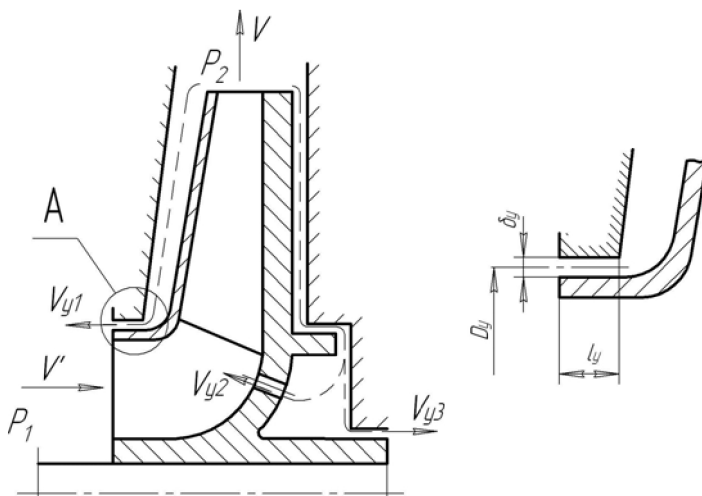


Рис. 12. Схема утечек рабочего тела из полости нагнетания

Утечки жидкости могут происходить по трем направлениям:

- через переднее щелевое уплотнение (\dot{V}_{y1});
- через разгрузочные отверстия (\dot{V}_{y2});
- через уплотнение на валу (\dot{V}_{y3}).

1. Диаметр расположения переднего щелевого уплотнения

$$D_y = D_{ш} + 2\Delta = 0,19 + 2 \cdot 0,0012 = 0,192 \text{ м}$$

2. Радиальный зазор в уплотнении рекомендуется выбирать из диапазона $\delta_y = 0,2 \dots 0,5 \text{ мм}$. Принимаем $\delta_y = 0,4 \text{ мм} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ м}$.

3. Напор, теряемый в щелевом уплотнении:

$$L_y = \frac{p_2 - p_{1ш}}{\rho} - \frac{U_2^2}{8} \left[1 - \left(\frac{D_y}{D_2} \right)^2 \right] =$$

$$= \frac{(6,17 - 0,70) \cdot 10^6}{800} - \frac{137,3^2}{8} \left[1 - \left(\frac{0,192}{0,314} \right)^2 \right] = 5362 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

4. Значение коэффициента расхода щелевого уплотнения рекомендуется выбирать из диапазона $\mu = 0,25 \dots 0,45$. Принимаем $\mu = 0,3$.

5. Утечка через переднее уплотнение

$$\dot{V}_{y1} = \mu \pi D_y \delta_y \sqrt{2L_y} = 0,3\pi \cdot 0,192 \cdot 4 \cdot 10^{-4} \sqrt{2 \cdot 5362} = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

6. Если есть разгрузочные отверстия в диске ЦБРК, то утечки через них можно ориентировочно оценить равными половине утечек через переднее уплотнение:

$$\dot{V}_{y2} = 0,5 \dot{V}_{y1} = 0,5 \cdot 7,5 \cdot 10^{-3} = 3,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

7. Уплотнение на валу, отделяющее проточную часть насоса от дренажных полостей, как правило, стараются выполнить с полной герметизацией, применяя контактные или импеллерные уплотнения. В этом случае $(\dot{V}_{y3}) = 0$.

8. Суммарные утечки

$$\dot{V}_y = \dot{V}_{y1} + \dot{V}_{y2} + \dot{V}_{y3} = 7,5 \cdot 10^{-3} + 3,7 \cdot 10^{-3} = 1,12 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$$

9. Расходный к.п.д. насоса

$$\eta'_p = \frac{1}{1 + \frac{\dot{V}_y}{\dot{V}}} = \frac{1}{1 + \frac{1,12 \cdot 10^{-2}}{0,1144}} = 0,91$$

10. Отклонение значения полученного расходного к.п.д. от выбранного в п.15 раздела 1

$$\Delta \Delta \eta_p = \left| \frac{\eta_p - \eta'_p}{\eta'_p} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{0,87 - 0,91}{0,91} \right| \cdot 100\% = 4,4\% .$$

Если разница в значениях η_p составляет менее 5%, то можно продолжать расчет дальше. В противном случае уменьшения разности в значениях расходного к.п.д. надо добиться, скорректировав величину утечек.

Если этого сделать не удастся, то, начиная с раздела 2, необходимо повторить расчет при новом значении η_p .

7.2. Дисковые и механические потери, частные и полный к.п.д.

1. Коэффициент трения дисков ЦБРК о рабочее тело

$$C_{mp,\partial} = \frac{0,039}{\sqrt[5]{\frac{\omega D_2^2}{49}}} = \frac{0,039}{\sqrt[5]{\frac{869,2 \cdot 0,314^2}{4 \cdot 1,8 \cdot 10^{-6}}}} = 1,5 \cdot 10^{-3} .$$

2. Потери мощности на дисковое трение

$$N_{mp} = C_{mp,\partial} \rho \frac{D_2^5}{16} \omega^3 = 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 800 \cdot \frac{0,314^5}{16} \cdot 869,2^3 = \\ = 150340 \text{ Вт} = 150,3 \text{ кВт} .$$

3. Удельные потери на дисковое трение

$$L_{\partial} = \frac{N_{mp}}{\rho \dot{V}'} = \frac{150,3}{800 \cdot 0,1315} = 1,45 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} .$$

4. Мощность на окружности рабочего колеса

$$N_u = H_T \frac{\dot{m}}{\eta_p} = 13,81 \frac{91,5}{0,95} = 1389 \text{ кВт} .$$

5. Внутренняя мощность насоса

$$N_{вн} = N_u + N_{mp} = 1389 + 150,3 = 1539,3 \text{ кВт} .$$

6. Дисковый к.п.д. насоса

$$\eta_{\partial} = \frac{N_u}{N_{вн}} = \frac{1389}{1539,3} = 0,90 .$$

7. Внутренний к.п.д. насоса

$$\eta_{вн} = \eta_{\Gamma} \eta_{\Delta} \eta_p = 0,83 \cdot 0,90 \cdot 0,91 = 0,68.$$

8. Механические потери в насосе складываются из потерь в подшипниках, контактных и импеллерных уплотнениях. При отсутствии в насосе импеллерных уплотнений механический к.п.д. $\eta_{мех}$ насоса располагается в диапазоне 0,990.....0,995. Применение импеллерных уплотнений приводит к снижению механического к.п.д. до уровня 0,95.....0,97. В рассматриваемом примере принимаем $\eta_{мех} = 0,99$.

9. Полная мощность, потребляемая насосом

$$N_n = \frac{N_{вн}}{\eta_{мех}} = \frac{1539,3}{0,99} = 1554,8 \text{ кВт}.$$

10. Удельные механические потери

$$L_{мех} = \frac{N_n - N_{вт}}{\rho \dot{V}'} = \frac{1554,8 - 1539,3}{800 \cdot 0,1315} = 0,15 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

11. Полезная мощность насоса

$$N_{пол} = \frac{p_{вых}^* - p_{вх}^*}{\rho} \dot{m} = \frac{9430 - 280}{800} 91,5 = 1046,5 \text{ кВт}.$$

12. Полный к.п.д. насоса

$$\eta'_n = \eta_{вн} \eta_{мех} = 0,68 \cdot 0,99 = 0,67.$$

13. Отклонение рассчитанного к.п.д. от принятого в п.4 раздела 1

$$\Delta \Delta \eta_n = \left| \frac{\eta'_n - \eta_n}{\eta'_n} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{0,67 - 0,72}{0,67} \right| \cdot 100\% = 7,7\%.$$

Если разница в величинах η'_n и η_n превышает 10%, то расчет насоса следует повторить при новом значении η'_H , начиная с п.5 раздела 1.

8. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Завершающим этапом проектирования шнекоцентробежного насоса является построение проточной части насоса в меридиональной плоскости и решетки шнека на среднем диаметре, профилирование лопаток центробежного колеса и лопаточного диффузора, формирование в окружной плоскости контура спирального сборника с коническим диффузором. Построение проточной части шнекоцентробежного насоса целесообразно начинать с контура спирального сборника с коническим диффузором.

8.1. Формирование контура спирального сборника с коническим диффузором

Контур сборника обычно выполняется с помощью сопрягающихся дуг окружностей (рис.13). Центрами дуг окружностей являются вершины квадрата, расположенного в центре сборной улитки.

Величина стороны квадрата равна $a = 0,25K_G a_G$, где обычно K_G располагается в диапазоне 0,75.....0,85. Выбором значения K_G , меньшего единицы, учитывается при профилировании отличие действительного значения a_G от теоретического, соответствующего бесконечно тонкому языку отвода.

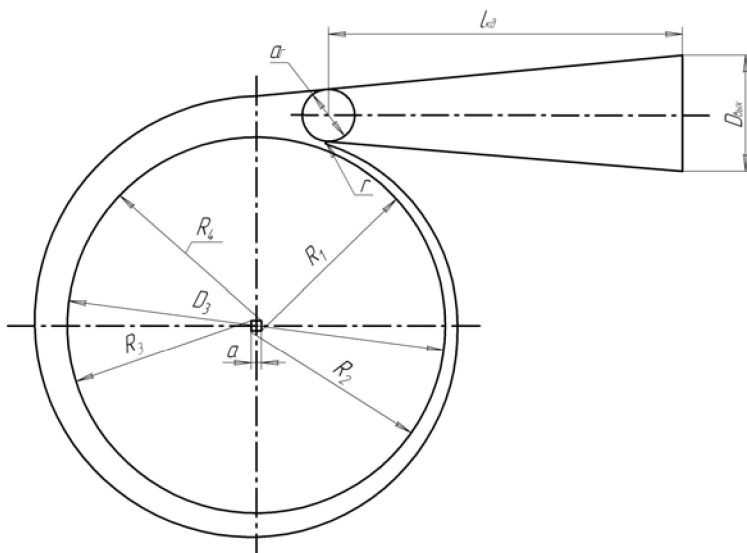


Рис.13. Схема спирального сборника с коническим диффузором в окружной плоскости

Значения четырех радиусов дуг окружностей контура спирального сборника связаны между собой следующими соотношениями:

$$R_2 = R_1 + a ; R_3 = R_2 + a ; R_4 = R_3 + a ,$$

а величину радиуса R_1 можно приблизительно оценить по формуле

$$R_1 = 0,5 \cdot \left(a + \sqrt{D_3^2 - a^2} \right) .$$

Контур спирального сборника радиусом R_1 сопрягается с внутренним контуром конического диффузора радиусом $r = 1,0 \dots 2,0 \text{ мм}$, а контур спирального сборника радиусом R_4 переходит во внешний контур конического диффузора по касательной.

Геометрические параметры спирального сборника рассчитанного насоса приведены в табл. 3. Там же даны и размеры конического диффузора.

Таблица 3

Значения геометрических параметров спирального сборника и конического диффузора

Параметр	Размерность	Значение	Параметр	Размерность	Значение
D_3	мм	333	R_3	мм	191
a_{Γ}	мм	49,5	R_4	мм	201
K_{Γ}	-	0,8	$D_{\text{вых}}$	мм	98,5
a	мм	10	$l_{\text{КД}}$	мм	323
R_1	мм	171	$\alpha_{\text{ЭКД}}$	град	10
R_2	мм	181	r	мм	1,5

После профилирования спирального сборника необходимо удостовериться, что полученное значение горла конического диффузора равняется рассчитанной величине. Достижение этого равенства осуществляется варьированием значения коэффициента K_{Γ} .

8.2. Построение проточной части шнекоцентробежного насоса в меридиональной плоскости

При проектировании проточной части насоса в меридиональной плоскости целесообразно свести полученные ранее диаметральные размеры и высоты лопаток шнека и ЦБРК в таблицу, аналогичную табл.4.

Схема проточной части рассчитанного в примере шнекоцентробежного насоса приведена на рис. 14. При ее выполнении принята конструктивная схема насоса с валом, проходящим через кольцевой подвод.

Таблица 4

Параметр	Размерность	Значение параметра	Параметр	Размерность	Значение параметра
D_{ex}	мм	188	θ_2	град	150
$D'_{ш}$	мм	194	$D_{1ц}$	мм	152
d_e	мм	35	b_1	мм	70,6
$d_{от}$	мм	42	D_2	мм	314
$D_{ш}$	мм	190	b_2	мм	16
$D_{ср}$	мм	116	Δ	мм	1,2
$l_{ш.ср}$	мм	110	Δ'	мм	4,8
$l_{ш.от}$	мм	151	δ_0	мм	3
θ_1	град	100	b_3	мм	28

Осевое расположение подвода и ЦБРК относительно шнека обеспечивает плавное скругление средней линии проточной части в меридиональной плоскости. Поверхности входа и выхода из шнека, а также входа в ЦБРК представляют собой конические поверхности. Средняя линия межлопаточных каналов ЦБРК в меридиональной плоскости является прямой, составляющей с осью насоса некоторый угол γ . В нашем случае угол γ получился равным 70° .

Значения размеров R'_2 и R'_4 определяются по схеме спирального сборника с коническим диффузором в окружной плоскости (см. рис. 13).

8.3. Профилирование рабочих лопаток центробежного колеса

Профилирование рабочих лопаток предлагается осуществлять в конической поверхности, образующая которой совпадает со средней линией AB межлопаточных каналов (см. рис. 14). При развороте этой поверхности на плоскости получается сектор кольца с внутренним

$$D'_{1ц} = D_{1ц} / \sin \gamma \text{ и внешним } D'_2 = D_2 / \sin \gamma \text{ диаметрами.}$$

В качестве исходных данных используется число лопаток Z_{PK} , а также лопаточные углы $\beta_{1лц}$ и $\beta_{2л}$. В соответствии с величиной Z_{PK} угловой шаг θ_{PK} определяется по формуле

$$\theta_{PK} = \frac{360^\circ}{Z_{PK}}.$$

Радиус средней линии лопатки определяется по формуле

$$R_{срPK} = \frac{(D'_2)^2 - (D'_{1ц})^2}{4(D'_2 \cos \beta_{2л} - D'_{1ц} \cos \beta_{1лц})}.$$

Толщина профиля лопатки принимается равной $C_m = (0,02...0,05)(D'_2 - D'_{1ц})$. Тогда радиусы скругления входной и выходной кромок лопаток будут равны $r_1 = r_2 = 0,5C_m$, а радиусы вогнутой и выпуклой сторон профиля - $R_{вог} = R_{срPK} - 0,5C_m$ и $R_{вык} = R_{срPK} + 0,5C_m$.

При построении решетки профилей рабочих лопаток используются геометрические параметры, найденные ранее в процессе расчета и подсчитанные по формулам настоящего подраздела. Их целесообразно свести в таблицу, аналогичную табл.5.

Выполнение решетки профилей осуществляется в следующей последовательности (см. рис. 15). Сначала строится из одного центра две дуги окружности радиусами $0,5D'_{1\delta}$ и $0,5D'_{2\delta}$. Проводятся вертикальный и горизонтальный диаметры.

Из точки A под углом $\beta_{1лц}$ к вертикальному радиусу проводится отрезок прямой $OA = R_{срPK}$. Из точки O радиусом $R_{срPK}$ проводится средняя линия профиля AB .

Затем из той же точки O радиусами $R_{вог}$ и $R_{вык}$ вычерчиваются вогнутая и выпуклая части профиля, а радиусами r_1 и r_2 формируются его входная и выходная кромки.

Таблица 5

Основные геометрические параметры решетки профилей лопаток центробежного колеса

Параметр	Размерность	Значение	Параметр	Размерность	Значение
$D'_{1ц}$	мм	161,8	$R_{срПК}$	мм	220,2
D'_2	мм	334,2	$R_{воз}$	мм	218,2
$Z_{ПК}$	-	10	$R_{вып}$	мм	222,2
$\theta_{ПК}$	град	36	C_m	мм	4
$\beta_{1ц}$	град	15,5	r_1	мм	2
$\beta_{2л}$	град	40,8	r_2	мм	2

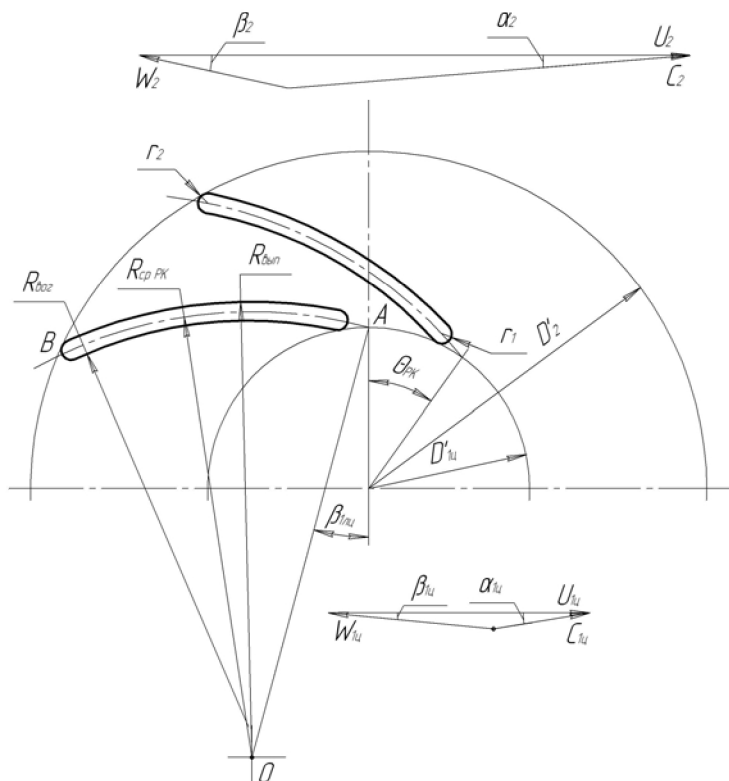


Рис. 15. Схема решетки профилей лопаток ЦБРК

Второй профиль лопатки строится аналогичным образом, но только на расстоянии углового шага $\theta_{ПК}$ (рис. 15).

В заключение данного подраздела следует отметить, что приведенная методика формирования решетки лопаток ЦБРК пригодна и для построения решетки лопаточного диффузора.

8.4. Построение решетки шнека постоянного шага

Решетка шнека – развертка цилиндрической секущей поверхности диаметром $D_{срш}$ – представляет собой решетку прямых пластин (см. рис. 16). Основные геометрические параметры решетки шнека на $D_{срш}$ приведены в табл. 6.

Таблица 6

Основные геометрические параметры решетки шнека на среднем диаметре

Параметр		Значение параметра	Параметр		Значение параметра
$D_{срш}$	мм	116	$b_{ср}$	мм	400
$Z_{ш}$	-	2	$b'_{ср}$	мм	160
$S_{ср}$	мм	100	$b''_{ср}$	мм	100
$(b/t)_{ср}$	-	2,2	$\bar{C}_m = \frac{C_m}{b_{ср}}$	-	0,01
$\beta_{1л} = \beta_{2л}$	град	15,4	C_m	мм	4
$l_{срш}$	мм	110	r_1	мм	1,4
$t_{срш}$	мм	182	r_2	мм	1,4

При построении решетки лопаток шнека в первую очередь проводятся входной AS и выходной GT фронты решетки, отстоящие друг относительно друга на расстоянии $l_{срш}$ (см. рис. 16). В окружном направлении размер решетки составляет $\pi D_{срш}$.

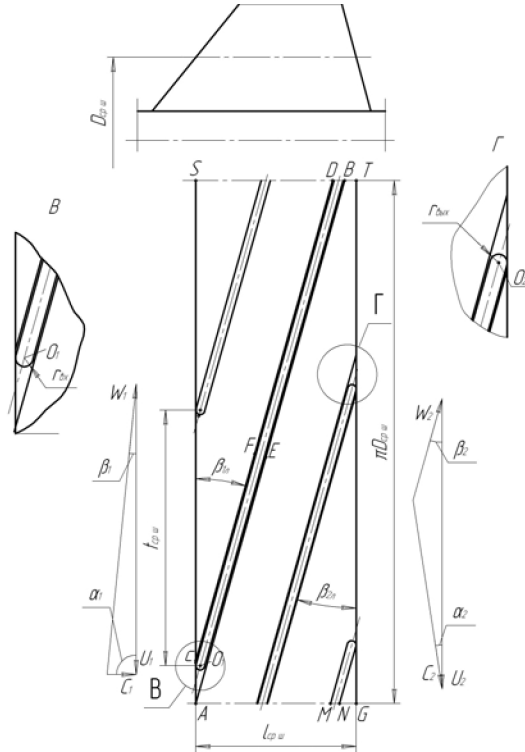


Рис.16. Схема решетки шнека постоянного шага

Затем под углом $\beta_{лл}$ к входному фронту из точки A проводится прямая AB , а потом параллельно ей на расстоянии $0,5C_m$ и C_m проводятся средняя линия профиля лопатки и прямая линия CD .

На входе в лопатку откладывается расстояние $b'_{ср}$, соответствующее длине заострения входной части лопатки, и отмечаются две точки E и F . Входная кромка лопатки формируется дугой радиуса r_1 . Центр этой дуги располагается в точке O_1 на средней линии профиля таким образом, чтобы входная кромка касалась входного фронта. После этого из точек F и E проводятся касательные к окружности радиусом r_1 . Таким образом формируется входная часть лопатки.

Выходная часть лопатки строится аналогично (см. рис. 16), но ее протяженность равна величине b_{cp}'' , а выходная кромка лопатки выполняется дугой радиусом r_2 .

Вторая лопатка шнека имеет такой же профиль, как и первая лопатка, но в окружном направлении этот профиль отстоит от первого на расстоянии $t_{cp.ш}$ (см. рис. 16).

Построенная решетка шнека на рис. 16 сопровождается треугольниками скоростей на входе и выходе из шнека, соответствующими среднему диаметру $D_{cp.ш}$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Белоусов А.И., Косицын И.П., Рождественский С.Н. Гидрогазодинамическое проектирование турбонасосных агрегатов двигателей летательных аппаратов: Учебное пособие/ – Куйбышев : КуАИ, 1974. – 135 с.
2. Зрелов В.Н., Серегин Е.П. Жидкие ракетные топлива. – М.: Химия, 1975. - 319 с.
3. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. – М.: Машиностроение, 1979. – 344 с.
4. Тихонов Н.Т., Мусаткин Н.Ф., Матвеев В.Н. Выбор параметров и методика расчета шнекоцентробежного насоса систем питания ЖРД/ – Куйбышев: КуАИ, 1989. – 28 с.

Учебное издание

**Матвеев Валерий Николаевич
Мусаткин Николай Федорович
Радько Владислав Михайлович**

***ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ
ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА***

Учебное пособие

Редакторская обработка Л. Я. Чегодаева
Технический редактор Е. Л. Михеенков
Корректорская обработка И. И. Проломова
Компьютерная верстка О. В. Батурин
Доверстка Т. Е. Половнева

Подписано в печать 27.12.06. Формат 60x84 1/16.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 3,7. Усл. кр.-отт. 3,8. Печ.л. 4,0.

Тираж 50 экз. Заказ _____ . ИП-77/2006

Самарский государственный
аэрокосмический университет.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского государственного
аэрокосмического университета.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.