

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ «САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЁВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)» (СГАУ)

И.Б. ДМИТРИЕВА, А.В. КРИВЦОВ

**ТЕОРИЯ И РАСЧЁТ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН
АГРЕГАТОВ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

ТЕКСТ ЛЕКЦИЙ

ЧАСТЬ III

электронный ресурс

Самара 2013

4. ТЕОРИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ

4.1. Схема и принцип действия ШЦБН

(По лабораторной работе № 1)

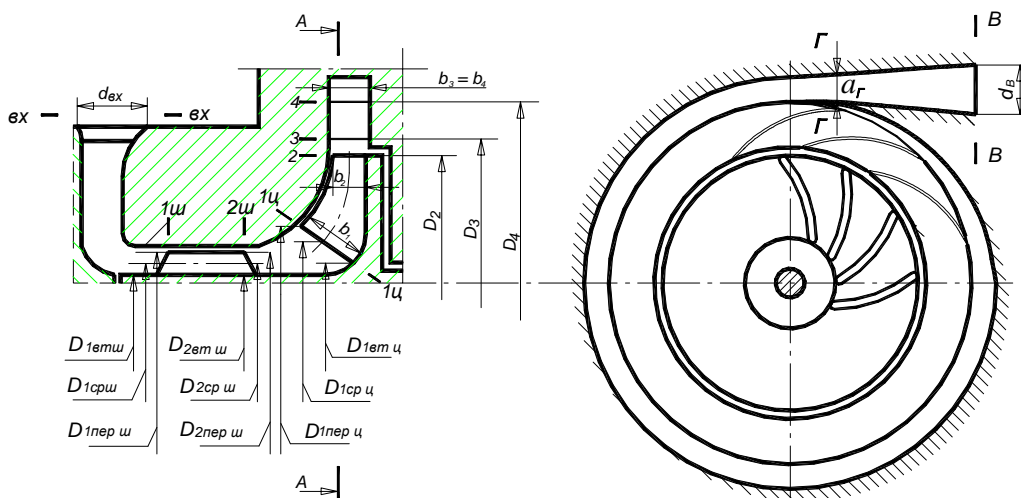


Рис. 4.1.

Проточная часть ШЦБН состоит из следующих элементов. Входное устройство – подвод расположен между сечениями **вх-вх** и **1ш-1ш**. Шнек размещен между сечениями **1ш-1ш** и **2ш-2ш**. Область между сечениями **2ш-2ш** и **1ц-1ц** называется переходным каналом. Между сечениями **1ц-1ц** и **2-2** находится центробежное РК. За ним между сечениями **2-2** и **3-3** расположен безлопаточный (щелевой) диффузор.

За щелевым диффузором иногда между сечениями **3-3** и **4-4** устанавливается лопаточный диффузор (ЛД). Хотя ЛД усложняет конструкцию насоса, но позволяет несколько снизить диаметральные размеры, а также повысить жесткость и прочность корпуса насоса в случае его тонких стенок.

Далее между сечениями **4-4** и **Г-Г** размещается так называемый «язык» спирального сборника, а между сечениями **Г-Г** и **вых-вых** – конический диффузор. В сечении **Г-Г** располагается самое узкое место конического диффузора – его горло.

4.2. Изменение параметров рабочего тела вдоль проточной части ШЦБН

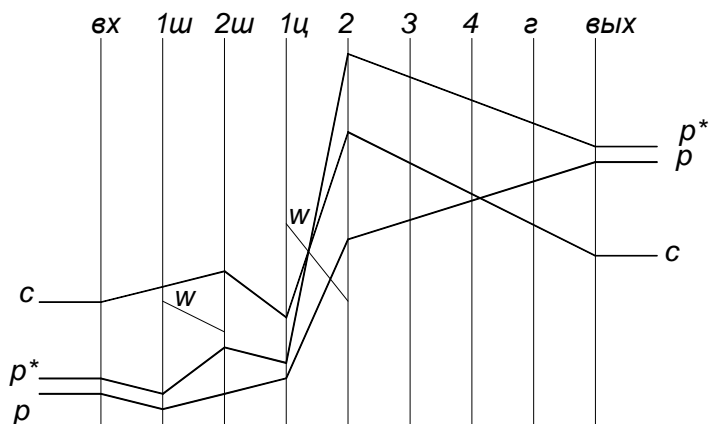


Рис. 4.2.

4.2.1. Характер изменения абсолютной скорости

Диапазон изменения абсолютной скорости в ШЦБН составляет от 5...10 м/с на входе до 10...20 м/с на выходе, т.е. сильно не изменяется. Однако по мере прохождения рабочего тела по проточной части ШЦБН его абсолютная скорость претерпевает значительные изменения.

В подводе абсолютная скорость растет, т.к. канал конфузурный: $v_x - 1$ ш:

$c \uparrow$ (конфузурный канал);

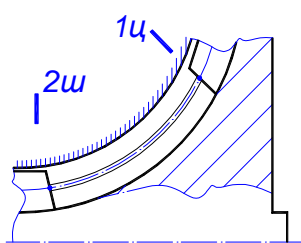
В шнеке абсолютная скорость растет, т.к. подводится механическая работа к рабочему телу

1 ш – 2 ш: $c \uparrow$ (+механическая работа)

Рост абсолютной скорости хорошо виден и из треугольников скоростей на входе в шнек и на выходе из него.

В переходном канале абсолютная скорость меняется незначительно. Определим, возрастает она или убывает.

Абсолютную скорость можно представить в виде векторной суммы двух составляющих: окружной и меридиональной: $\bar{c} = \bar{c}_m + \bar{c}_u$. Меридиональная



составляющая является проекцией абсолютной скорости на меридиональную плоскость и равна векторной сумме окружной и радиальной составляющих абсолютной скорости.

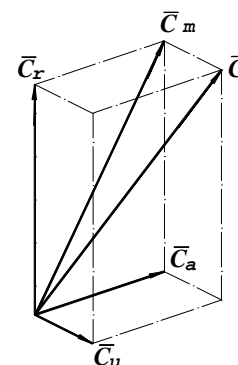


Рис. 4.3.

Рассмотрим в отдельности, как меняется окружная и меридиональная составляющие абсолютной скорости в переходном канале.

Окружная составляющая абсолютной скорости c_u .

Для определения, как изменяется окружная составляющая абсолютной скорости в переходном канале, запишем уравнение момента количества движения для одной струйки тока, расположенной на среднем радиусе:

$$M_F + M_f = c_{1ц_u} \cdot r_{1ц_{cp}} \cdot \dot{m} - c_{2ш_u} \cdot r_{2ш_{cp}} \cdot \dot{m}$$

где M_f – момент сил от обтекаемых тел; $M_f = 0$, т.к. обтекаемых тел нет.

M_F – момент сил, действующих по поверхности контрольного объема; $M_F = 0$, потому что механическая работа в переходном канале не подводится, а моменты от сил давления взаимно компенсируются.

$$0 = c_{1ц_u} \cdot r_{1ц_{cp}} \cdot \dot{m} - c_{2ш_u} \cdot r_{2ш_{cp}} \cdot \dot{m}$$

Разделим все члены уравнения на \dot{m} , так как расход постоянен.

$$0 = c_{1ц_u} \cdot r_{1ц_{cp}} - c_{2ш_u} \cdot r_{2ш_{cp}} \quad \text{или} \quad c_{1ц_u} \cdot r_{1ц_{cp}} = c_{2ш_u} \cdot r_{2ш_{cp}},$$

откуда $\frac{c_{1ц_u}}{c_{2ш_u}} = \frac{r_{2ш_{cp}}}{r_{1ц_{cp}}}$. Следовательно $\frac{c_{1ц_u}}{c_{2ш_u}} = \frac{r_{2ш_{cp}}}{r_{1ц_{cp}}} < 1$, так как $r_{1ц_{cp}} > r_{2ш_{cp}}$.

Вывод: $c_{1ц_u} < c_{2ш_u}$ - окружная составляющая абсолютной скорости уменьшается по величине в переходном канале.

Меридиональная составляющая абсолютной скорости.

Для определения, как изменяется меридиональная составляющая абсолютной скорости в переходном канале, запишем уравнение расхода: $\dot{m}_{1u} = \dot{m}_{2w}$.

Распишем расход через плотность, скорость и площадь: $\rho \cdot c_{1u_m} \cdot F_{1u} = \rho \cdot c_{2w_m} \cdot F_{2w}$

С учётом того факта, что, как правило, плотность для рабочего тела насосов не меняется, запишем:

$c_{1u_m} \cdot F_{1u} = c_{2w_m} \cdot F_{2w}$, или $\frac{c_{1u_m}}{c_{2w_m}} = \frac{F_{2w}}{F_{1u}}$. Обычно эти площади равны, или площадь на входе в РК

чуть превышает площадь на выходе из шнека: $\frac{F_{2w}}{F_{1u}} \leq 1$.

Вывод: $c_{1u_m} \leq c_{2w_m}$ - меридиональная составляющая абсолютной скорости не возрастает.

Итак, окружная составляющая абсолютной скорости убывает, меридиональная – не возрастает,

следовательно, $c_{1u} < c_{2w}$ и составляет ~3...5 м/с.

В рабочем колесе абсолютная скорость возрастает из-за подвода механической работы

1 ц – 2: $c \uparrow$ (подвод механической работы).

В щелевом диффузоре: определим, как изменяется здесь абсолютная скорость. Рассмотрим сечение окружной плоскостью и 2 составляющие абсолютной скорости: окружную и радиальную. Ширина на входе в щелевой диффузор равна ширине на выходе из щелевого диффузора и равна b .

Рассмотрим элементарную струйку потока.

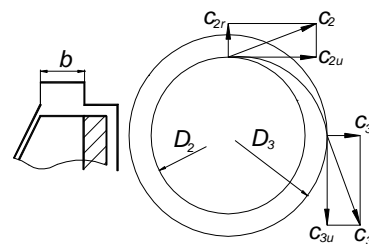


Рис. 4.4.

Скорость \bar{c} имеет 2 составляющие: \bar{c}_r и \bar{c}_u . Определим характер их изменения.

Как изменяется окружная составляющая абсолютной скорости?

Запишем уравнение момента количества движения: $M_F + M_f = c_{3u} \frac{D_3}{2} \dot{m} - c_{2u} \frac{D_2}{2} \dot{m}$.

Момент от обтекаемых тел равен нулю, т.к. в щелевом диффузоре нет обтекаемых тел. Определим, чему равен момент от сил, действующих по поверхности контролируемого объема M_F .

p_2 – действует по радиусу по всей окружности;

p_3 – действует по радиусу по всей окружности навстречу p_2 .

$M_F = 0$, т.к. p_2 и p_3 не создают момента относительно оси ЛМ: они направлены по радиусу и не имеют окружной составляющей.

Давления, действующие по боковым поверхностям щелевого диффузора, тоже не создают момента относительно оси ЛМ, т.к. они направлены параллельно оси.

Тогда $0 = c_{3u} \frac{D_3}{2} \dot{m} - c_{2u} \frac{D_2}{2} \dot{m}$, откуда, с учётом, что поток стационарный, получим $c_{3u} \cdot D_3 = c_{2u} \cdot D_2$.

Следовательно, $\frac{c_{3u}}{c_{2u}} = \frac{D_2}{D_3} < 1$ т.к. $D_2 < D_3$.

Вывод: $c_{3u} < c_{2u}$, окружная составляющая абсолютной скорости уменьшается.

Как изменится радиальная составляющая абсолютной скорости?

Запишем уравнение расхода рабочего тела: $\dot{m}_3 = \dot{m}_2$; $\rho \cdot c_{3r} \cdot F_3 = \rho \cdot c_{2r} \cdot F_2$

Заметим, что:

- $\rho = const$;

- $F_3 = \pi \cdot D_3 \cdot b$; $F_2 = \pi \cdot D_2 \cdot b$; причём $D_2 < D_3$ – площадь поперечного сечения увеличивается.

Из уравнения расхода с учётом замечаний получим: $c_{3r} \cdot D_3 = c_{2r} \cdot D_2$ или $\frac{c_{3r}}{c_{2r}} = \frac{D_2}{D_3} < 1$.

Отсюда $c_{3r} < c_{2r}$. Общий вывод: $c_3 < c_2$

В лопаточном диффузоре: абсолютная скорость падает, т.к. увеличивается площадь поперечного сечения: 3–4: $c \downarrow$ т.к. канал диффузорный.

В спиральном сборнике и коническом диффузоре абсолютная скорость падает по тем же причинам

4 – Г – Вых: $c \downarrow$ (т.к. канал диффузорный).

Лекция 14 (Н-2)

4.2.2. Характер изменения относительной скорости

Шнек: относительная скорость падает, т.к. растёт площадь поперечного сечения струи рабочего тела

1 ш – 2 ш: $W \downarrow$ т.к. каналы диффузорны; $w_{2ш} < w_{1ш}$

Рабочее колесо: относительная скорость уменьшается, т.к. возрастает площадь поперечного сечения канала 1ц – 2: $W \downarrow$ т.к. каналы диффузорны; $w_2 < w_{1ц}$

4.2.3. Характер изменения статического давления

Подвод: статическое давление падает в силу конфузности канала, сопровождаясь ростом абсолютной скорости. В подводе происходит преобразование части потенциальной энергии рабочего тела в кинетическую энергию.

вх – 1ш: $p \downarrow$ в силу конфузности каналов.

Шнек: здесь статическое давление растёт. Часть кинетической энергии в относительном движении преобразуется в статическое давление. Так же часть механической энергии преобразуется в потенциальную энергию потока.

1ш – 2ш: $p \uparrow$ из-за подвода механической энергии и диффузорности каналов.

Переходный канал: статическое давление растёт из-за уменьшения абсолютной скорости

2ш – 1ц: $p \uparrow$, так как $c \downarrow$.

Рабочее колесо: статическое давление в РК возрастает за счёт механической энергии, которую подаёт рабочее колесо.

Уравнение сохранения энергии в механической форме в абсолютном движении показывает, куда идёт механическая работа, подаваемая рабочим колесом:

$$L_{\text{мехРК}} = \frac{p_2 - p_{1ц}}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_{1ц}^2}{2} + L_{r_РК}, \text{ где } \frac{p_2 - p_{1ц}}{\rho} - \text{ работа, идущая на изменение потенциальной}$$

энергии;

$\frac{c_2^2 - c_{1ц}^2}{2}$ – работа, идущая на изменение кинетической энергии; L_{r_PK} – гидравлические потери в РК.

Из уравнения сохранения энергии в механической форме в относительном движении оценим величину приращения потенциальной энергии:

$$\frac{u_2^2 - u_{1ц}^2}{2} = \frac{p_2 - p_{1ц}}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_{1ц}^2}{2} + L_{r_PK}, \text{ где } \frac{u_2^2 - u_{1ц}^2}{2} - \text{ работа инерционных сил; } \frac{w_2^2 - w_{1ц}^2}{2} < 0 -$$

убыль кинетической энергии в относительном движении, L_{r_PK} – работа сил гидравлического трения.

Величина приращения потенциальной энергии:

$$\frac{p_2 - p_{1ц}}{\rho} = \frac{u_2^2 - u_{1ц}^2}{2} + \frac{w_{1ц}^2 - w_2^2}{2} - L_{r_PK}$$

Поскольку $\frac{u_2^2 - u_{1ц}^2}{2} > 0$; $\frac{w_{1ц}^2 - w_2^2}{2} > 0$ – статическое давление растет сильно, $p_2 \gg p_{1ц}$

Щелевой диффузор. Статическое давление растет, т.к. абсолютная скорость уменьшается.

2 – 3: $p \uparrow$, поскольку $c \downarrow$.

Лопаточный диффузор + спиральный сборник + конический диффузор.

В диффузорах уменьшается абсолютная скорость потока, с ней уменьшается кинетическая энергия потока и увеличивается статическое давление.

3 – 4 – Г – Вых: $p \uparrow$, поскольку $c \downarrow$.

4.2.4. Характер изменения полного давления

Давление торможения $p^* = p + \rho \frac{c^2}{2}$, т.е. всегда больше статического на кинематическую добавку.

Подвод. Запишем для этой части насоса уравнение сохранения энергии в механической форме в абсолютном движении (механическая работа здесь не подводится):

$$0 = \frac{p_{1ш} - p_{вх}}{\rho} + \frac{c_{1ш}^2 - c_{вх}^2}{2} + L_{r_ндв}; \text{ или } 0 = \frac{p_{1ш}^* - p_{вх}^*}{\rho} + L_{r_ндв}; \Rightarrow \frac{p_{1ш}^* - p_{вх}^*}{\rho} = -L_{r_ндв}$$

Т.е. полное давление в подводе уменьшается из-за гидравлических потерь, $p^* \downarrow$ ($p_{вх}^* > p_{1ш}^*$), убыль составляет ~1,0–1,5%. Величина падения полного давления в подводе оценивается коэффициентом восстановления полного давления $\sigma_{ндв}$.

Шнек. Запишем уравнение сохранения энергии в механической форме в абсолютном движении

$$L_{мехШ} = \frac{p_{2ш} - p_{1ш}}{\rho} + \frac{c_{2ш}^2 - c_{1ш}^2}{2} + L_{r_ш} \text{ или } \frac{p_{2ш}^* - p_{1ш}^*}{\rho} = L_{мехШ} - L_{r_ш}.$$

Полное давление в шнеке возрастает из-за подвода механической работы вопреки гидравлическим потерям:

1 ш – 2 ш: $p_{2ш}^* > p_{1ш}^*$

Переходный канал. По аналогичным выкладкам, учитывая, что в переходном канале механическая энергия не подводится, запишем

$$2 \text{ ш} - 1 \text{ ц}: p^* \downarrow (L_r) \frac{p_{1ц}^* - p_{2ш}^*}{\rho} = -L_{r_2ш-1ц}.$$

Полное давление падает из-за гидравлических потерь.

Рабочее колесо. Аналогично шнеку, полное давление в РК растет вследствие подвода механической энергии вопреки гидравлическим потерям.

$$1 \text{ ц} - 2: \frac{p_2^* - p_1^*}{\rho} = L_{\text{мехРК}} - L_{r_РК} \quad p_2^* > p_{1ц}^* (L_{\text{мех}}).$$

Все выходные диффузоры. Полное давление падает из-за гидравлических потерь.

2 – 3 – 4 – Г – Вых.

На выходе полное давление должно быть чуть больше статического.

4.3. Удельная работа, мощность, потери и КПД насоса

4.3.1. Преобразование подводимой механической работы в насосе

От некоторого двигателя к насосу по валу подводится мощность, мощность насоса N_H . Не весь запас механической энергии, подводимой к насосу, передается потоку жидкости, проходящей через него, часть энергии расходуется на преодоление потерь. Мощность, переданная жидкости в насосе, называется полезной мощностью $N_{пол}$. Проследим преобразование мощности в насосе от

$$N_H \text{ до } N_{пол} \quad N_H \rightarrow \downarrow \rightarrow N_{вн} \rightarrow \downarrow \rightarrow N_u \rightarrow \downarrow \rightarrow N' \rightarrow \downarrow \rightarrow N_{пол}$$

$$N_{мех} \quad N_{\delta} \quad N_r \quad N_{ym}$$

N_H – мощность, подводимая к насосу; $N_H = H_z \cdot \dot{m}'$

H_z – затраченный напор;

\dot{m}' – массовый расход через РК; $\dot{m}' = \dot{m} + \dot{m}_{ym}$;

\dot{m} – массовый расход через насос;

\dot{m}_{ym} – расход утечек.

$N_{пол}$ – полезная мощность насоса; $N_n = H \cdot \dot{m}$

H – действительный напор;

$N_{мех}$ – мощность, затраченная на преодоление механических потерь (это потери в опорах);

$N_{вн}$ – внутренняя (или гидравлическая) мощность; представляет собой затраты, связанные с жидкостью, перекачиваемой через насос.

N_{δ} – дисковые потери; $N_{\delta} = L_{\delta} \cdot \dot{m}'$,

где L_{δ} – удельная работа, затрачиваемая на преодоление дискового трения.

N_u – мощность на окружности РК; $N_u = H_T \cdot \dot{m}'$

H_T – теоретический напор.

N_r – мощность, затраченная на преодоление гидравлического сопротивления; $N_r = L_r \cdot \dot{m}'$

L_r – удельные гидравлические потери.

N' – энергия внутри рабочего тела, прошедшего через РК; $N' = H \cdot \dot{m}'$

$N_{ум}$ – потери на утечку; $N_{ум} = H \cdot \dot{m}_{ум}$

Действительный напор – это приращение внутренней энергии, которое получает каждый килограмм рабочего тела, проходящего через насос. Таким образом, H не включает в себя никаких потерь. Уравнение сохранения механической энергии для насоса без потерь (идеального) и будет уравнением для определения действительного напора

$$H = \frac{\rho_{ВЫХ} - \rho_{ВХ}}{\rho} + \frac{c_{ВЫХ}^2 - c_{ВХ}^2}{2} = \frac{\rho_{ВЫХ}^* - \rho_{ВХ}^*}{\rho}$$

Лекция 15 (Н-3)

4.3.2. Потери в насосе

Не весь запас механической энергии, подводимой к насосу, передаётся потоку жидкости, проходящей через насос. Часть энергии расходуется на преодоление потерь. Знание физических причин возникновения потерь позволяет находить пути их уменьшения. Из цепочки преобразования мощностей очевидно, что все потери в насосах делятся на четыре вида:

- I. гидравлические,
- II. расходные,
- III. дисковые и
- IV. механические.

$$N_H \rightarrow \downarrow N_{мех} \rightarrow \downarrow N_{вн} \rightarrow \downarrow N_{\partial} \rightarrow \downarrow N_u \rightarrow \downarrow N_r \rightarrow \downarrow N' \rightarrow \downarrow N_{ум} \rightarrow N_{пол}$$

Рассмотрим различные виды потерь.



Рис. 4.5

I. **Гидравлические потери.** Они подразделяются на потери в подводе; в РК; в отводе.

Гидравлические потери в подводе и отводе делят на потери на трение в пограничном слое и местные потери. В пограничном слое скорость рабочего тела изменяется от нуля на стенке канала до уровня скорости в ядре потока. Местные потери связаны:

- с поворотом потока;
- резким изменением площади поперечного сечения;
- смешением струй потока различной скорости (при выходе жидкости из РК);
- конфузorno-диффузорным характером течения рабочего тела.

Оценить потери в подводяще – отводящих устройствах можно по следующим формулам:

$$L_{r_ндв} = \xi_{ндв} \cdot \frac{c_1^2}{2}, \text{ где } \xi_{ндв} \text{ – коэффициент потерь в подводе, обычно } \xi_{ндв} \approx 0,65..0,75$$

$$L_{r_отв} = \xi_{отв} \cdot \frac{c_2^2}{2} \text{ где } \xi_{отв} \text{ – коэффициент потерь в отводных устройствах.}$$

$$\text{Поскольку } c_2 \approx c_{2u}, \text{ то } L_{r_отв} = \xi_{отв} \cdot \frac{c_{2u}^2}{2}; \xi_{отв} \approx 0,65..0,75.$$

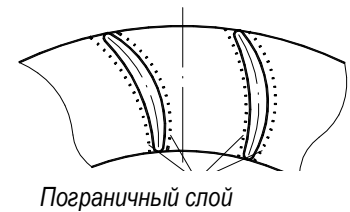
Гидравлические потери в РК разделяют на профильные (П), концевые(К) и дополнительные(Д).

Профильные потери состоят из

- П.1) потерь на трение в пограничном слое по профильным поверхностям;
- П.2) кромочных;
- П.3) на отрыв потока от профиля лопатки.

П.1. Потери на трение в пограничном слое по профильным поверхностям.

Рассмотрим РК, окружное сечение. При контакте рабочего тела со стенками канала возникает пограничный слой; плёнки пограничного слоя движутся с различной скоростью и трутся друг о друга, следовательно, возникают потери на трение. Такие потери присутствуют во всех местах контакта рабочего тела со стенками каналов, их различают по месту возникновения, но механизм образования данных потерь одинаков.



Пограничный слой

Рис. 4.7

П.2. Кромочные потери.

Рассмотрим решетку шнека. С одной стороны каждой лопасти шнека повышенное давление, с другой – пониженное. Две струи жидкости с различными давлениями сразу за решёткой шнека смыкаются, давление начинает выравниваться. Процесс идёт стремительно, с возникновением турбулентного течения, так называемого закрочного следа, на поддержание которого затрачивается часть энергии потока. Это и есть **кромочные потери**.

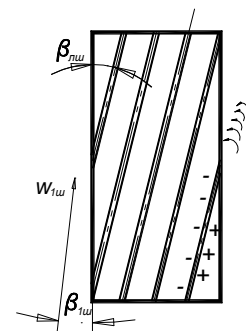


Рис. 4.8.

П.3. Потери на отрыв потока от профиля лопатки.

Эти потери могут возникать как в шнеке, так и в центробежном колесе. Если угол набегания потока в относительном движении β_1 отличается от лопаточного угла $\beta_{1л}$, то возникает угол атаки $i = \beta_{1л} - \beta_1$, положительный или отрицательный. При нулевых углах атаки обеспечивается наилучшее обтекание лопаток рабочим телом. При небольших углах атаки (положительных или отрицательных) обтекание ухудшается, увеличивается неравномерность полей скоростей и давлений.

Зоны отрыва

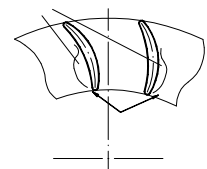


Рис. 4.9

При больших положительных (отрицательных) углах атаки возникает отрыв потока со спинки (с корытца). В отрывных зонах возникают вихри, на поддержание которых непроизводительно затрачивается энергия рабочего тела. Именно эта энергия и составляет данный вид потерь.

Концевые потери состоят из

- К.1) потерь от парного вихря
- К.2) потерь от перетеканий
- К.3) потерь на трение в пограничном слое по концевым поверхностям

К.1. Потери от парного вихря.

Они возникают из-за разности давлений на корытце и спинке лопаток. На протяжении всего рабочего колеса разность давлений заставляет газ пограничного слоя перетекать от корытца к спинке. Складываясь с основным потоком, эти течения образуют два противоположно направленных вихревых шнура – парный вихрь. Потери от парного вихря тем больше, чем больше разность давлений между корытцем и спинкой, чем толще пограничный слой.

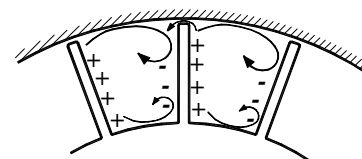


Рис. 4.10

С уменьшением высоты лопаток относительная масса потока, участвующая во вторичных течениях, увеличивается, и вторичные потери возрастают. Особенно велики эти потери, когда парные вихри смыкаются.

К.2. Потери на перетекание. Перетекание некоторой части газа из одного межлопаточного канала рабочего венца в другой связано с наличием радиального зазора между торцом пера лопаток и корпусом и наличием перепада давлений корытце/спинка. Часть газа по корытцу лопатки идёт на создание вихревого шнура парного вихря. Другая часть через зазор перетекает в соседний канал, где поток сворачивается в вихревую плёнку, уносимую основным потоком. Этот вихревой след не перемешивается с парным вихрем, а лишь оттесняет его от спинки лопатки, т.к. они направлены противоположно.

К.3. Потери на трение в пограничном слое по концевым поверхностям.

При контакте рабочего тела с концевыми поверхностями, как и с любыми другими стенками канала, возникает пограничный слой. Механизм образования данных потерь везде одинаков.

Дополнительные потери состоят из

- Д.1) потерь, связанных с действием инерционных сил;
- Д.2) потерь от нестационарности потока.

Д.1. Потери, связанные с действием инерционных сил.

Во вращающихся ЛВ и в осевых зазорах возникают радиальные течения, на которые затрачивается некоторая часть энергии рабочего тела.

Д.2. Потери от нестационарности потока.

Перед входом в шнек часто располагают стойки для выравнивания полей скоростей потока. За стойками возникает закрученный след. Лопатки шнека, вращаясь, попадают то в ядро потока, то в область закрученного следа. При попадании лопатки шнека в закрученный след возможно появление срывной зоны. Это вызывает потери от нестационарности потока.

II. Расходные потери.

Через рабочее колесо проходит жидкости больше, чем отводится от насоса, так как часть жидкости уходит через зазоры: вновь на всасывание и в дренаж. Разность в расходах через РК и насос ($\dot{m}' - \dot{m} = \dot{m}_{ym}$) и составляет потери на утечки или расходные потери. Рост утечек увеличивает непроизводительную затрату энергии.

Расходные потери можно определить по формуле $\dot{m}_{ym} = \dot{m}_{ym1} + \dot{m}_{ym2} + \dot{m}_{ym3}$.

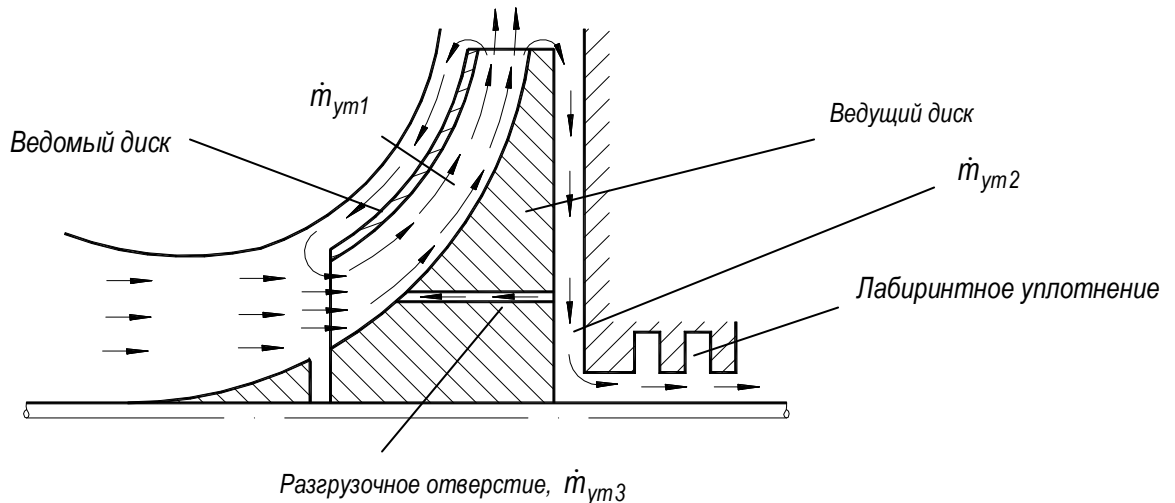


Рис. 4.11

III. Дисковые потери

Различают следующие дисковые потери:

- на трение в пограничном слое по дисковым поверхностям;
- на циркуляционные течения;
- на гидравлическое торможение.

Дисковые потери на трение в пограничном слое.

Дисковые потери на циркуляционные течения.

При вращении колеса насоса его ведущий и ведомый диски увлекают за собой слои жидкости, прилегающие к поверхностям. Чем больше силы трения, тем интенсивнее закручивается поток жидкости дисковыми поверхностями колеса. Центробежные силы отбрасывают потоки жидкости к периферии, на их место приходят другие частицы жидкости. В результате возникают сложные циркуляционные течения, на которые уходит значительная часть энергии, подводимой к колесу.

Дисковые потери на гидравлическое торможение.

Этот вид потерь возникает тогда, когда расход через насос небольшой, составляет не более 60% от расчётного. Насос в этом случае оказывается переразмеренным. Появляется циркуляционное течение, которое перекрывает лишнюю площадь.

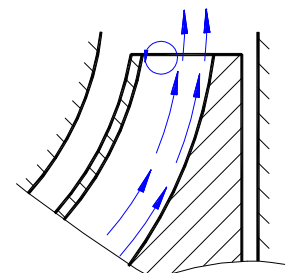


Рис. 4.12

Данные потери складываются из двух факторов:

1. На поддержание циркуляционного течения затрачивается часть энергии.

2. При выходе из РК рабочее тело, участвующее в циркуляционном течении, теряет часть своей энергии. Затем оно опять возвращается в РК за новой порцией механической энергии и при выходе из РК вновь теряет энергию.

IV. Механические потери.

К ним относятся потери на трение в опорах (подшипниках) и в уплотнениях (контактных, лабиринтных), затраты энергии на привод импеллеров. Эти потери непосредственно с рабочим процессом не связаны. Из-за механических потерь может теряться до 3...5% мощности.

Рассмотрим некоторые виды уплотнений.

- **Лабиринтное уплотнение** (кольцевые канавки, см. рисунок).

В образовавшейся пленке рабочего тела между валом и корпусом происходит сдвиг одного слоя рабочего тела относительно другого, следовательно, появляются потери на трение.

- **Импеллерные уплотнения** (обратный насос)

На одном валу с основным РК ставится ещё одно колесо (импеллер), которое качает утечки обратно. На привод импеллерного диска необходимо затратить некоторую механическую энергию, которая и входит в механические потери.

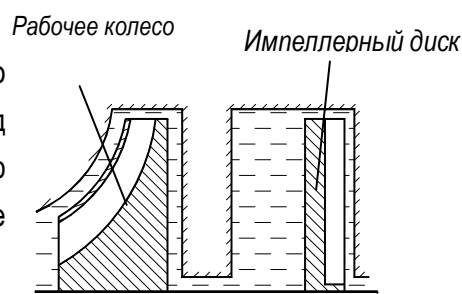


Рис. 4.13

Лекция 16 (Н-4)

4.3.3. Виды различных КПД насоса

Из ранее изложенного известно, что цепочка преобразования мощностей в насосе имеет вид:

$$N_H \rightarrow \downarrow \rightarrow N_{вн} \rightarrow \downarrow \rightarrow N_u \rightarrow \downarrow \rightarrow N' \rightarrow \downarrow \rightarrow N_{пол},$$

$$N_{мех} \quad N_{\partial} \quad N_r \quad N_{yt}$$

а потери в насосах делятся на механические, дисковые, гидравлические и механические. Оценить уровень потерь позволяет КПД.

Полный КПД насоса оценивается таким образом: $\eta_H = \frac{N_{пол}}{N_H}$.

Каждый вид потерь характеризуется своим КПД.

Механический КПД оценивает уровень механических потерь.

$$\eta_{мех} = \frac{N_{вн}}{N_H} = \frac{N_H - N_{мех}}{N_H} = 1 - \frac{N_{мех}}{N_H}$$

Величина механического КПД обычно 0,95...0,955.

Дисковый КПД оценивает уровень дисковых потерь

$$\eta_{\partial} = \frac{N_u}{N_{вн}} = \frac{N_{вн} - N_{\partial}}{N_{вн}} = 1 - \frac{N_{\partial}}{N_{вн}} = 1 - \frac{L_{\partial}}{H_{вн}};$$

Величина дискового КПД обычно лежит в пределах 0,90...0,98.

Гидравлический КПД характеризует гидравлическое совершенство проточной части насоса

$$\eta_z = \frac{N'}{N_u} = \frac{N_u - N_r}{N_u} = 1 - \frac{N_r}{N_u} = 1 - \frac{L_r}{H_T};$$

только для несжимаемого р.т.

Уровень гидравлического КПД обычно лежит в пределах 0,75...0,85.

Если используется сжимаемое рабочее тело, то в результате трения выделяется тепло, которое увеличивает статическую температуру перекачиваемой среды, а горячее рабочее тело сжать сложнее, чем холодное. Чтобы сжать горячее рабочее тело, надо затратить дополнительную работу объемного сжатия ΔL_v (это удельная работа, на 1 кг рабочего тела). В случае сжимаемого рабочего тела гидравлические потери оцениваются ($L_r + \Delta L_v$).

Тогда гидравлический КПД равен $\eta_z = 1 - \frac{L_r + \Delta L_v}{H_T}$.

Расходный КПД используется для оценки потерь от утечек

$$\eta_p = \frac{N_{пол}}{N'} = \frac{H \cdot \dot{m}}{H \cdot \dot{m}'} = \frac{\dot{m}' - \dot{m}_{ум}}{\dot{m}'} = 1 - \frac{\dot{m}_{ум}}{\dot{m}'}, \text{ где } \dot{m}' - \text{расход через РК.}$$

Полный КПД насоса:

$$\eta_H = \frac{N_{пол}}{N_H} = \frac{N_{пол}}{N'} \cdot \frac{N'}{N_u} \cdot \frac{N_u}{N_{Вн}} \cdot \frac{N_{Вн}}{N_H} = \eta_p \cdot \eta_z \cdot \eta_d \cdot \eta_{мех}$$

Полный КПД насоса обычно равен 0,5...0,75, иногда достигает 0,8.

Часто используются внутренний КПД насоса: $\eta_{Вн} = \frac{N_{пол}}{N_{Вн}} = \eta_p \cdot \eta_z \cdot \eta_d$.

Его уровень 0,55...0,82.

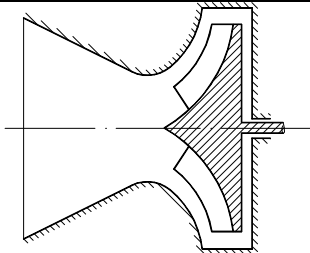
4.4. Подвод

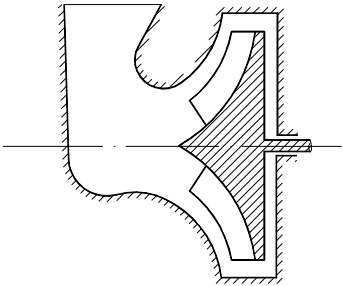
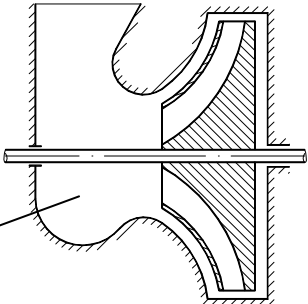
Подвод нужен для направления рабочего тела к РК с минимальными гидравлическими потерями в определенном направлении (обычно в осевом) с равномерной эпюрой скорости и статического давления на выходе из подвода.

Дополнительное требование – малая масса и малые габариты.

Для обеспечения равномерного поля параметров потока на входе в РК подвод имеет сужающийся участок, где скорость рабочего тела возрастает на 15...30%.

ТИПЫ ПОДВОДОВ

<p>1. Осевой конический</p> <p>Считается самым простым.</p> <p>В ракетных двигателях не выполняется подвод по оси центробежного насоса, поэтому обычно используется коленообразный подвод.</p>	 <p style="text-align: center;">Рис. 4.14</p>
---	---

<p>2. Коленообразный</p> <p>Аналогичен предыдущему, но имеет изгиб, чтобы избежать осевого подвода рабочего тела.</p>	 <p style="text-align: center;">Рис. 4.15</p>
<p>3. Кольцевой</p> <p>Используется в том случае, если вал проходит сквозь РК, а не располагается только с одной стороны от него. Имеет кольцевую полость.</p>	 <p style="text-align: center;">Рис. 4.16</p>
<p>4. Полуспиральные 5. Спиральные.</p>	<p>Для уменьшения массы и габаритов подвода их выполняют еще полуспиральными и спиральными.</p> <p>У этих подводов гидравлические потери немного меньше, чем в 1 – 3.</p>

Для 3 – 4 – 5 коэффициент потерь в подводе рассчитывается по формулам

$$\xi_{пдв} = 0,75 \left(\frac{c_1}{c_{вх}} \right)^2, \quad L_{r_пдв} = \xi_{пдв} \cdot \frac{c_1^2}{2}$$

Определим статическое давление на входе в РК p_1 и давление торможения p_1^* . Запишем уравнение сохранения энергии в механической форме (в абсолютном движении) для подвода (от сечения вх–вх до 1–1). Отметим, что механическая работа в подводе равна нулю.

$$0 = \frac{p_1 - p_{вх}}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_{вх}^2}{2} + L_{r_пдв} \quad p_1 = p_{вх} + \frac{c_{вх}^2 - c_1^2}{2} \cdot \rho - L_{r_пдв} \cdot \rho$$

Полное давление равно $p_1^* = p_{вх}^* - \rho \cdot L_{r_пдв}$.

Отметим нюансы:

1. Тип 2 (коленообразный). Для снижения потерь при повороте потока и для выравнивания поля параметров на входе в РК в самом подводе устанавливаются направляющие лопатки–стойки.
2. При расходах $\dot{m} < 0,6 m_p$ на выходе из подвода (т.е. на входе в РК) появляются циркуляционные течения (из-за того, что колесо оказывается переразмеренным). Эти течения подхватываются и закручиваются рабочим колесом.

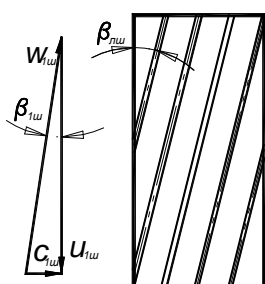
Если имеем подвод типа 3 – 4 – 5, то эти вихри гасятся в подводе. Если же 1–2, то вихревые течения могут распространиться по подводным патрубкам до входа и нарушить нормальное функционирование автоматики гидросистемы (ложные срабатывания датчиков). Для гашения вихревых течений устанавливаются специальные стойки перед РК.

4.5. Шнекоцентробежное колесо насоса (шнек + переходной канал + РК)

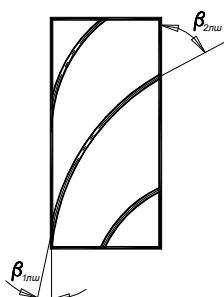
4.5.1. Шнеки и переходной канал

Шнеки бывают постоянного и переменного шага. Назначение шнека – улучшение антикавитационных свойств насоса. Для этого шнек должен повысить давление жидкости, проходящей через него.

Шнек постоянного шага



Шнек переменного шага



Переходной канал

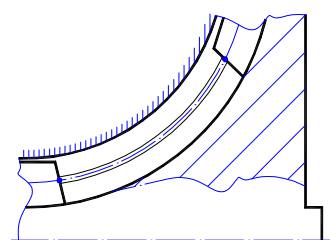


Рис. 4.17

Шнек постоянного шага. В шнеке постоянного шага для того, чтобы повысить статическое давление, угол набегания потока β_{1w} обязательно должен быть меньше лопаточного угла β_{2w} , т.е. $\beta_{1w} < \beta_{2w}$. Именно такое соотношение углов обеспечивает расширение потока на входе в шнек, что влечет повышение статического давления и снижение относительной скорости.

Шнек переменного шага имеет расширяющийся канал, и поэтому не требуется такого соотношения углов β_{1w} и β_{2w} , как в шнеке постоянного шага. Канал расширяется, относительная скорость уменьшается, статическое давление возрастает.

Переходной канал. Скорость на выходе из шнека – \bar{c}_{2w} , на входе в РК – \bar{c}_{1u} . Представим эти векторы в виде векторной суммы двух составляющих: окружной и меридиональной (т.е. проекции вектора скорости на меридиональную плоскость).

$$\bar{c}_{2w} = \bar{c}_{2w_u} + \bar{c}_{2w_m}; \quad \bar{c}_{1u} = \bar{c}_{1u_u} + \bar{c}_{1u_m}$$

Из предыдущих лекций нам известно, что $\bar{c}_{1u_u} < \bar{c}_{2w_u}$, а $\bar{c}_{1u_m} \leq \bar{c}_{2w_m}$, следовательно $c_{1u} < c_{2w}$, а $p_{1u} > p_{2w}$.

Таким образом, статическое давление в переходном канале возрастает: $p_{1u} > p_{2w}$.

4.5.2. Вход в центробежное рабочее колесо

Рассечём ЛВ на входе в РК под углом, соответствующим положению плоскости, проходящей через векторы \bar{c} и \bar{c}_m . Количество лопаток равно z_l . На входе в межлопаточные каналы скорость жидкости увеличивается, т.к. площадь проходного сечения уменьшается на совокупную толщину входных кромок лопаток $z_l \cdot \sigma$. Увеличение скорости происходит на протяжении некоторой области. Обычно на входе в РК различают два контрольных сечения: 01 и 11.

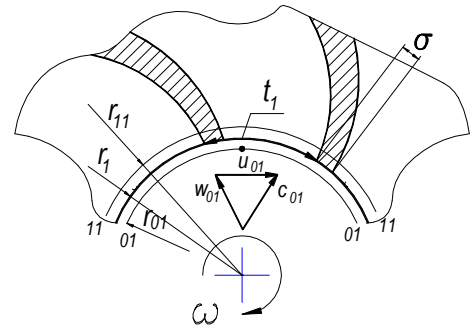


Рис.4.18

Также считают, что абсолютная скорость меняется на протяжении от входной окружности радиусом r_{01} до окружности радиусом r_{11} , принимая значения от \bar{c}_{01m} до \bar{c}_{11m} .

Площадь поперечного сечения на радиусе r_{01} : $F_{01m} = 2\pi \cdot r_{01} \cdot b_1 = z_l \cdot t_{01} \cdot b_1$, где t_{01} – шаг решетки на радиусе r_{01} . Поскольку $t_{01} \approx t_1$, то $F_{01m} = z_l \cdot t_1 \cdot b_1$.

Площадь проходного сечения F_{11} будет меньше на толщину входных кромок лопаток σ :

$$F_{11m} = z_l \cdot (t_1 - \sigma) \cdot b_1.$$

Из уравнения расхода определим абсолютную скорость в сечении 01 и сечении 11:

$$c_{01m} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot z_l \cdot t_1 \cdot b_1}; \quad c_{11m} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot z_l \cdot (t_1 - \sigma) \cdot b_1}.$$

Определим также их отношение $\frac{c_{11m}}{c_{01m}} = \frac{t_1}{t_1 - \sigma} = \frac{1}{1 - \frac{\sigma}{t_1}} = k_1$

Здесь k_1 – коэффициент сужения межлопаточного канала, он зависит только от ширины входных кромок лопаток σ и шага решётки t_1 . Он показывает, как возрастает меридиональная составляющая абсолютной скорости на входе в рабочее колесо. Обычно $k_1 = 1,05..1,20$.

Итак, установлено, что меридиональная составляющая абсолютной скорости рабочего тела на входе а рабочее колесо возрастает в k_1 раз. Рассмотрим, как изменяется при этом треугольник скоростей на входе в РК от сечения 01 до сечения 11.

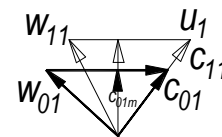


Рис. 4.19

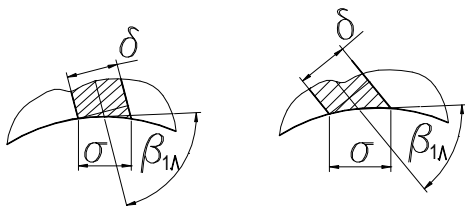


Рис. 4.20

Обратим внимание, что σ – это не действительная толщина лопаток, а ширина зоны загромождения сечения на входе в РК одной лопаткой. На рисунках слева хорошо видно, что при одной и той же ширине лопатки δ зона загромождения входного сечения тем больше, чем меньше лопаточный угол.

Поскольку $\sin \beta_{1л} = \frac{\delta}{\sigma}$, то $k_1 = \frac{1}{1 - \frac{\delta}{\sin \beta_{1л} \cdot t_1}}$.

Проследим зависимость изменения компонентов формулы:

$$\beta_{1л} \downarrow \Rightarrow \sin \beta_{1л} \downarrow \Rightarrow \frac{\delta}{\sin \beta_{1л} \cdot t_1} \uparrow \Rightarrow 1 - \frac{\delta}{\sin \beta_{1л} \cdot t_1} \downarrow \Rightarrow k_1 = \frac{1}{1 - \frac{\delta}{\sin \beta_{1л} \cdot t_1}} \uparrow$$

Таким образом, мы показали, что чем меньше $\beta_{1л}$, тем больше k_1 .

4.5.3. Течение жидкости по межлопаточным каналам РК и на выходе из него

Основные общие положения теории лопаточных гидравлических машин разработал Л. Эйлер в 1754 году. Согласно этой теории рабочее колесо представляется как система каналов, длина которых существенно больше их ширины, т.е. РК представляется набором бесконечно большого числа бесконечно тонких каналов. К каждому такому каналу применима струйная теория, т.е. законы движения жидкости по трубам, каналам. Однако расчёты по струйной теории и действительные данные по РК отличаются. Расхождение тем больше, чем меньше лопаток в РК.

Существует гидродинамическая теория ЛМ, авторы – академики Г.Ф. Проскура и Вознесенский. Эта теория рассматривает лопатки как обтекаемые профили и, следовательно, учитывает влияние профиля на характер течения жидкости в РК. Однако гидродинамическая теория сложна и не доведена до инженерных методов расчёта.

При использовании струйной теории считают, что количество лопаток бесконечно большое ($z_{л} \rightarrow \infty$), а относительная скорость жидкости в любом сечении колеса направлена по касательной к поверхности лопатки.

Межлопаточные каналы РК расширяются, относительная скорость \bar{w} уменьшается. В любой точке межлопаточного канала $\bar{c} = \bar{w} + \bar{u}$.

Величину окружной скорости определить легко: в любой точке канала это можно сделать по формуле $u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}$. С относительной скоростью сложнее. Она зависит от площади сечения канала, а та в свою очередь зависит и от толщины вытеснения пограничного слоя и от наличия отрывных зон.

При использовании струйной теории рабочие колёса считают идеальными: состоящим из бесконечно большого числа бесконечно тонких лопаток ($z_{л} \rightarrow \infty; \delta \rightarrow 0$). В этом случае отрывные зоны в межлопаточных каналах отсутствуют. Относительная скорость в любой точке канала направлена по касательной к стенке канала, а на выходе из рабочего колеса определяется лопаточным углом $\beta_{2л}$.

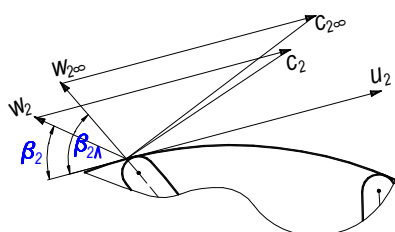


Рис. 4.21

Построим два треугольника скоростей на выходе из межлопаточного канала, один для идеального РК, другой – для реального. При $z_{л} \rightarrow \infty$ толщина лопаток $\delta \rightarrow 0$ и $\beta_2 = \beta_{2л}$.

В реальном РК с конечным числом лопаток конечной толщины из-за инерционных сил поток выходит под углом $\beta_2 < \beta_{2л}$. Из треугольника скоростей видно, что $c_{2u} < c_{2u\infty}$. Запишем уравнение теоретического напора для реального и идеального случаев.

$$\text{Реальное РК: } H_T = c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1$$

$$\text{Идеальный случай: } H_{T\infty} = c_{2u\infty} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1.$$

$$\text{Поскольку } c_{2u} < c_{2u\infty}, \text{ то } H_T < H_{T\infty}$$

Лопаточный угол на выходе из РК известен. Следовательно, всегда можно посчитать $H_{T\infty}$ (теоретический напор в идеальном РК). Угол выхода потока из РК β_2 неизвестен, следовательно, неизвестна скорость c_{2u} и нельзя определить H_T реального РК через указанную формулу. Отличие H_T и $H_{T\infty}$ оценивается коэффициентом k_z , учитывающим конечное число лопаток

$$k_z = \frac{H_T}{H_{T\infty}} = 0,65..0,75$$

4.6. Виды удельных работ, совершаемых колесом над прокачиваемой жидкостью

Построим треугольники скоростей на входе в РК и на выходе из него

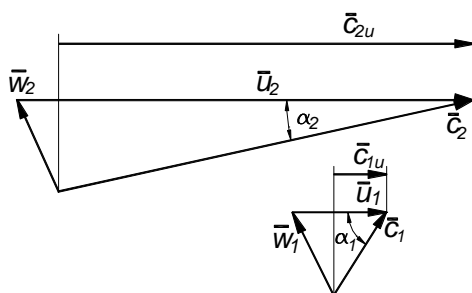


Рис. 4.22

Из этих треугольников по теореме косинусов запишем:

$$\begin{cases} w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \\ w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 \end{cases}$$

Учтём, что $c_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_{1u}$, а $c_2 \cdot \cos \alpha_2 = c_{2u}$:

$$\begin{cases} w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2 \cdot c_{2u} \\ w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 \cdot c_{1u} \end{cases}$$

Вычтем из первого уравнения второе и разделим на 2:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - c_{2u} \cdot u_2 + c_{1u} \cdot u_1$$

Перегруппируем члены уравнения:

$$c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1 = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (1)$$

Рассмотрим элементы полученной формулы

$$c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1 = H_T$$

Это теоретический напор – подводимая к рабочему телу механическая удельная работа.

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = H_{дин}$$

Это динамический напор – удельное увеличение кинетической энергии потока.

Определим, что собой представляют остальные компоненты формулы (1). Для этого запишем уравнение сохранения энергии в относительном движении в механической форме для потока в РК

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + L_{r_ПК}, \text{ где } \frac{p_2 - p_1}{\rho} - \text{ работа по повышению статического}$$

давления жидкости или статический напор $H_{см}$ (повышение потенциальной энергии).

Отсюда статический напор $H_{см}$ равен:

$$H_{см} = \frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - L_{r_ПК} \quad (2)$$

Здесь: $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$ – работа инерционных сил;

$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$ – уменьшение кинетической энергии потока в относительном движении.

Перепишем (1) в окончательном виде: $H_T = H_{дин} + H_{ст} + L_{r_ПК}$

Подводимая к рабочему телу механическая удельная работа (теоретический напор) идет на получение динамического напора, статического напора и работу против сил трения. Заметим, что гидравлические потери уменьшает статический напор (см. формулу 2).

Для осевого колеса: $u_2 = u_1 = u$; поэтому $H_{см} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - L_{r_ПК}$.

В осевом колесе рост $H_{см}$ происходит из-за преобразования кинетической энергии в потенциальную, а в центробежном – еще и за счет инерционных сил.

4.7. Кинематическая степень реактивности

Динамический напор – это повышение кинетической энергии в РК. От насоса же требуется повышение потенциальной энергии. Именно поэтому в насосах отвод выполняется в виде диффузоров, где без подвода механической энергии происходит преобразование повышенной кинетической энергии в потенциальную энергию потока.

Степень реактивности ρ_K характеризует соотношение между работами, идущими на повышение статического давления в колесе и в отводе.

Определяется таким образом: $\rho_K = \frac{H_{см}}{H_T}$; в предположении, что $L_r = 0$ (что гидравлические потери отсутствуют).

$$\rho_K = \frac{H_{см}}{H_{см} + H_{дин}} = \frac{\frac{p_2 - p_1}{\rho}}{\frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}}, \rho_K \text{ изменяется в пределах от } 0 \text{ до } 1.$$

При изменении ρ_K будет меняться форма лопаток РК и, возможно, вообще вся конфигурация насоса.

Рассмотрим значения $\rho_K = 1; 0; 1/2$.

Сделаем несколько упрощающих предположений:

1. $c_{1u} = 0$ - осевой вход в РК, предварительная закрутка потока отсутствует;
2. $L_r = 0$ - гидравлические потери отсутствуют;
3. $c_{1m} = c_{2m} = const$ (меридиональная составляющая скорости от входа в РК до выхода из РК сохраняется неизменной).

Выведем выражения для $H_T, H_{cm}, H_{дин}$ с учётом данных упрощений.

$$H_T = c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1, \text{ или, с учётом предположений, } \boxed{H_T = c_{2u} \cdot u_2}$$

$$\text{По теореме Пифагора } (c^2 = c_u^2 + c_m^2): \quad H_{дин} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = \frac{c_{2m}^2 + c_{2u}^2 - c_{1m}^2 - c_{1u}^2}{2}. \quad \boxed{H_{дин} = \frac{c_{2u}^2}{2}}$$

$$H_{ст} = H_T - H_{дин} = c_{2u} \cdot u_2 - \frac{c_{2u}^2}{2} \quad \boxed{H_{cm} = c_{2u} \cdot \frac{2u_2 - c_{2u}}{2}}$$

$$\text{Тогда } \rho_K = \frac{c_{2u} \cdot \frac{2u_2 - c_{2u}}{2}}{c_{2u} \cdot u_2} = \frac{2u_2 - c_{2u}}{2u_2}, \text{ или окончательно } \boxed{\rho_K = 1 - \frac{c_{2u}}{2u_2}}$$

Первый случай: $\rho_K = 1$

Подставляем: $1 = 1 - \frac{c_{2u}}{2u_2}$, отсюда $c_{2u} = 0$, т.е. отсутствует закрутка потока на выходе из РК.

В этом случае $H_T = c_{2u} \cdot u_2 = 0$. $H_{дин} = \frac{c_{2u}^2}{2} = 0$.

Поскольку $\rho_K = 1$, т.е. $\frac{H_{cm}}{H_T} = 1$, то $H_{cm} = H_T = 0$.

Резюмируем:

при $\rho_K = 1$ $c_{2u} = 0$ и $H_{cm} = 0$; $H_{дин} = 0$; $H_T = 0$.

Следовательно, работа лопатками над рабочим телом в РК не совершается.

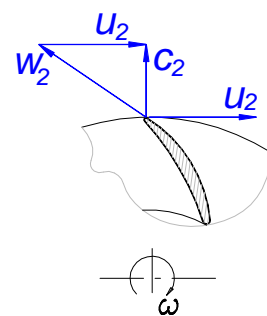


Рис. 4.23

Спрофилируем такую ненужную лопатку: $c_{2u} = 0$; $c_2 = c_{2r}$ (рис. 3.30). Из треугольника видим: $\beta_2 \ll 90^\circ$, следовательно, и $\beta_{2л} \ll 90^\circ$.

Второй случай: $\rho_K = 0$

$$0 = 1 - \frac{c_{2u}}{2u_2}; \quad \frac{c_{2u}}{2u_2} = 1; \quad c_{2u} = 2u_2$$

$$H_T = c_{2u} \cdot u_2 = 2u_2^2; \quad H_{дин} = \frac{c_{2u}^2}{2} = \frac{4u_2^2}{2} = 2u_2^2;$$

$$H_{cm} = 2u_2 \cdot \frac{2u_2 - 2u_2}{2} = 0.$$

Из треугольника: $\beta_2 > 90^\circ$, следовательно, и лопаточный угол $\beta_{2л} > 90^\circ$

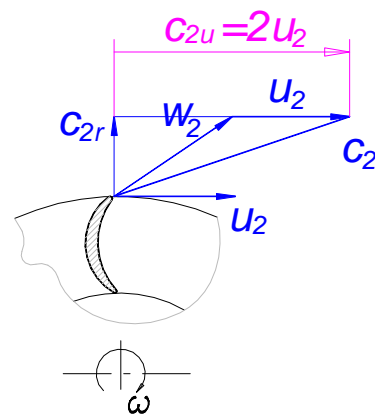


Рис. 4.24

Третий случай: $\rho_K = \frac{1}{2}$

$$\frac{1}{2} = 1 - \frac{c_{2u}}{2u_2}; \quad \frac{c_{2u}}{2u_2} = \frac{1}{2}; \quad c_{2u} = u_2$$

$$H_T = c_{2u} \cdot u_2 = u_2^2; \quad H_{дин} = \frac{c_{2u}^2}{2} = \frac{u_2^2}{2};$$

$$H_{СТ} = H_T - H_{дин} = u_2 \cdot u_2 - \frac{u_2^2}{2} = \frac{u_2^2}{2}$$

Определим форму лопаток в этом случае.

$$\beta_{2л} = 90^\circ$$

Насосы оценивают по различным критериям: максимум КПД; наибольшая устойчивость работы; наименьшие изгибающие усилия. Все эти показатели по-разному зависят от ρ_K .

Приемлемым компромиссом являются значения:

- для $\beta_{2л}$ в диапазоне 20...60°;
- для ρ_K в диапазоне 0,65...0,75.

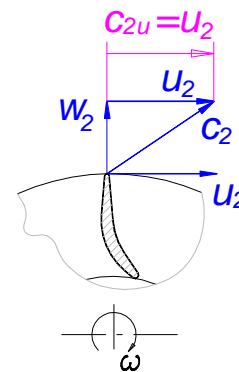


Рис. 4.25

4.8. Отводящие устройства насоса

Назначение отводящих устройств – сбор жидкости, выходящей из колеса, и частичное преобразование кинетической энергии в давление. Скорость на выходе из РК 150...200 м/с, а скорость на выходе из насоса не должна превышать 10...20 м/с. При большей скорости возникают значительные гидравлические потери.

Величина ρ_K составляет 0,65...0,75, т.е. 35...25% общего повышения статического давления происходит в выходных устройствах.

Основные требования, предъявляемые к отводящим устройствам:

- преобразовывать скорость в давление с минимальными потерями;
- создавать равномерное поле скоростей и давлений;
- иметь минимальные потери.

Отвод состоит из следующих элементов:

- 1 – щелевой (безлопаточный) диффузор;
- 2 – лопаточный диффузор (часто отсутствует в конструкции насоса);
- 3 – спиральный сборник;
- 4 – конический диффузор.

Основное преобразование скорости в давление происходит в лопаточном диффузоре (если он есть) и коническом диффузоре (подробнее – по книге).

Лекции 18,19 (Н-6,7)

5. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ

5.1. Теоретическая напорная характеристика

Теоретическая напорная характеристика – это зависимость теоретического напора от объемного расхода через РК \dot{v}' .

Будем рассматривать 2 варианта напорной характеристики:

Первый вариант – зависимость $H_{T\infty} = f(\dot{v}')$ при $n - const$ (колесо имеет бесконечно большое количество бесконечно тонких лопаток);

Второй вариант - $H_T = f(\dot{v}')$ при $n = const$ для РК с конечным числом лопаток.

Отношение $\frac{H_T}{H_{T\infty}} = k_z$ – коэффициент, учитывающий конечное число лопаток.

Поскольку k_z не является функцией расхода ($k_z \neq f(\dot{v}')$), то зависимости $H_T = f(\dot{v}')$ и $H_{T\infty} = f(\dot{v}')$ **пропорциональны**.

Будем сначала исследовать зависимость $H_{T\infty} = f(\dot{v}')$ (**первый вариант**).

Допущения: 1) $c_{1u} = 0$;

2) рабочий процесс стационарен.

Теоретический напор равен $H_{T\infty} = u_2 \cdot c_{2u\infty} - u_1 \cdot c_{1u}$, а с принятыми допущениями $H_{T\infty} = u_2 \cdot c_{2u\infty}$.

Построим треугольник скоростей на выходе из РК

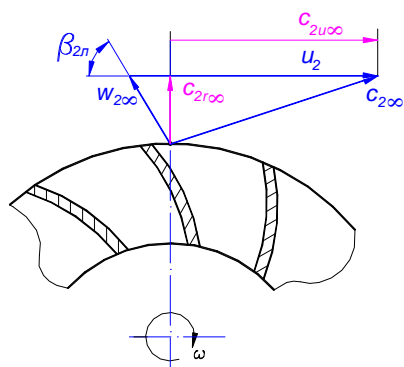


Рис. 5.1

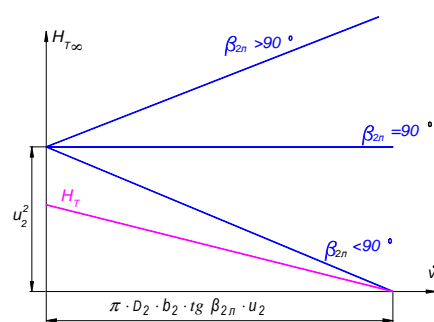


Рис. 5.2.

Из треугольника скоростей определим значение окружной составляющей абсолютной скорости

$$c_{2u\infty} = u_2 - \frac{\dot{v}'}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2л}}$$

Тогда теоретический напор определится следующим образом:

$$H_{T\infty} = u_2 \cdot c_{2u\infty} = u_2^2 - \frac{\dot{v}' \cdot u_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2л}} \text{ или } H_{T\infty} = u_2^2 - \dot{v}' \cdot A, \text{ где } A - \text{коэффициент;}$$

$$A = \frac{u_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2л}}$$

Проанализируем зависимость $H_{T\infty} = f(\dot{v}')$. Поскольку лопаточный угол на выходе из РК может быть как больше 90° , так и меньше 90° или равен 90° , то коэффициент A может быть отрицательным, положительным или нулевым. График при различных значениях A будет вести себя по-разному. Если $\beta_{2л} < 90^\circ$, то $A > 0$; если $\beta_{2л} = 90^\circ$, то $A = 0$; если $\beta_{2л} > 90^\circ$, то $A < 0$.

Рассмотрим случай, когда $A > 0$ ($\beta_{2л} < 90^\circ$). По графику видно, что с ростом расхода напор линейно убывает, и при некотором значении расхода обращается в ноль. По оси ординат этот график отсекает значение u_2^2 : если расход равен нулю, то напор $H_T = u_2^2$. Определим, какой отрезок отсекает этот график по оси абсцисс.

Если напор равен нулю, то расход можно определить из уравнения для теоретического напора

$$H_{T\infty} = u_2^2 - \frac{\dot{v}' \cdot u_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2л}}, \quad 0 = u_2^2 - \frac{\dot{v}' \cdot u_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2л}}, \text{ откуда } \dot{v}' = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2л} \cdot u_2.$$

Второй вариант – **зависимость** $H_T = f(\dot{v}')$ – будет протекать аналогичным образом, только пропорционально уменьшится в k_z раз.

Рассмотрим случай, когда $\beta_{2л} = 90^\circ$. В этом случае $\text{tg } \beta_{2л} = \infty$, коэффициент $A=0$. Исходная функция вырождается к виду $H_{T\infty} = u_2^2$.

$$\text{Если } \beta_{2л} > 90^\circ, \text{ то } \text{tg } \beta_{2л} < 0 \text{ и } A < 0. \text{ Тогда } H_{T\infty} = u_2^2 - \frac{\dot{v}' \cdot u_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \text{tg } \beta_{2л}} = u_2^2 + |A| \dot{v}'$$

Напор $H_{T\infty}$ непрерывно возрастает с ростом расхода.

5.2. Влияние основных геометрических параметров и частоты вращения на вид теоретической напорной характеристики

Рассмотрим, как будет изменяться напорная характеристика с изменением геометрических параметров РК и числа оборотов. Будем рассматривать напорную характеристику $H_{T\infty} = f(\dot{v}')$ при $\beta_{2л} < 90^\circ$,

учтём, что, $u_2 = \frac{\omega}{2} \cdot D_2$; а $u_2^2 = \frac{\omega^2}{4} \cdot D_2^2$.

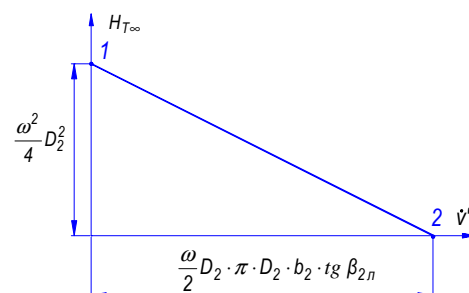


Рис. 5.3

Зависимость вида теоретической напорной характеристики от выходного диаметра РК (D_2 – var) при неизменных остальных параметрах ($b_2, \beta_{2л}, n$ – const). При увеличении выходного диаметра точка 1 на графике будет перемещаться пропорционально квадрату диаметра D_2 . Точка 2 графика также будет перемещаться пропорционально второй степени диаметра D_2 , т.е. прямая графика будет смещаться параллельно самой себе.

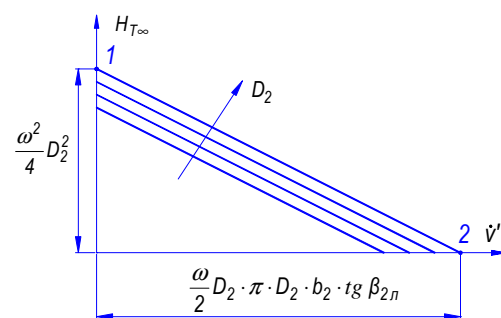


Рис. 5.4

Зависимость вида теоретической напорной характеристики от высоты лопатки РК (b_2 – var) при остальных постоянных параметрах ($D_2, \beta_{2л}, n$ – const). При увеличении высоты лопатки точка 1 на графике не будет перемещаться. Точка 2 графика будет перемещаться пропорционально первой степени высоты лопатки b_2 . Образуется веер прямых, исходящих из одной точки – точки 1 графика. Аналогичным образом будет видоизменяться напорная характеристика при росте $\beta_{2л}$, пока он не достигнет 90° (график станет параллелен оси абсцисс).

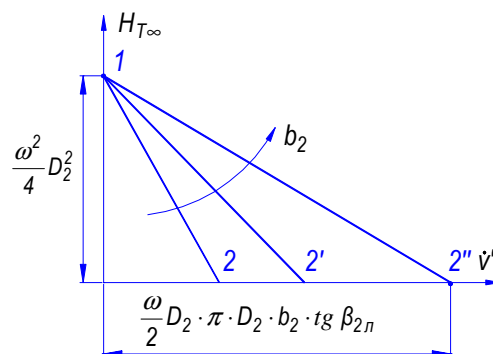


Рис. 5.5

Видоизменение напорной характеристики при росте оборотов.

Точка графика 1 убегает вверх пропорционально квадрату угловой скорости. Точка графика 2 убегает вправо пропорционально первой степени угловой скорости.

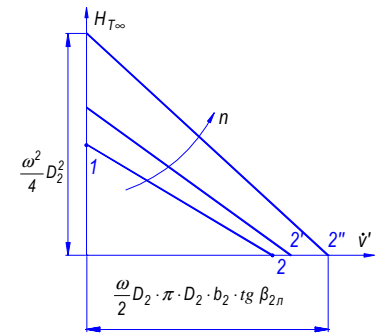


Рис. 5.6

5.3. Зависимость мощности на окружности РК от расхода рабочего тела через РК

Определим зависимость мощности на окружности идеального РК (бесконечно большое число бесконечно тонких лопаток) от объемного расхода через РК при постоянных оборотах: $N_{U\infty} = f(\dot{v}')$ при $n = \text{const}$. Отметим, что $N_{U\infty} = \rho \cdot \dot{v}' \cdot H_{T\infty}$. (1)

Вид зависимости $H_{T\infty} = f(\dot{v}')$ нам известен. График зависимостей различен при различных значениях угла $\beta_{2л}$.

Первый случай: $\beta_{2л} < 90^\circ$

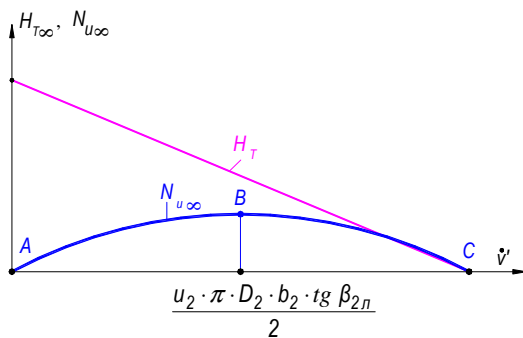


Рис. 5.7

Подставим значение теоретического напора

$$H_{T\infty} = u_2^2 - \frac{\dot{v}' \cdot u_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2л}}$$

в формулу для мощности

$$N_{U\infty} = \rho \cdot \dot{v}' \cdot \left(u_2^2 - \frac{\dot{v}' \cdot u_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2л}} \right).$$

После преобразований получим:
$$N_{U\infty} = \rho \cdot \dot{v}' \cdot u_2^2 - \frac{\rho \cdot \dot{v}' \cdot \dot{v}' \cdot u_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2л}} \quad (2)$$

Для определения локального экстремума возьмем от этого выражения частную производную $\frac{\partial}{\partial \dot{v}'}$:

$$\frac{\partial N_{U\infty}}{\partial \dot{v}'} = \rho \cdot u_2^2 - \frac{\rho \cdot 2\dot{v}' \cdot u_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2л}}.$$

Приравняем производную нулю. Определим, каково при этом будет значение \dot{v}' :

$$0 = \rho \cdot u_2^2 - \frac{\rho \cdot 2\dot{v}' \cdot u_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2л}}; \quad 0 = u_2 - \frac{2\dot{v}'}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2л}}; \quad u_2 = \frac{2\dot{v}'}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2л}};$$

$$\boxed{\dot{v}' = \frac{u_2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2л}}{2}}.$$

Это значение расхода, при котором наступает экстремум (максимум), отметим точку на характеристике буквой В.

Если $\dot{v}' = 0$, то $N_{U\infty} = 0$ из формулы (2) — точка А графика.

Если $H_{T\infty} = 0$, то $N_{U\infty} = 0$ из формулы (1) — точка С графика.

Второй случай: $\beta_{2л} = 90^\circ$.

Так как $H_{T\infty}$ – постоянен, то в формуле (1) он выступает как постоянный коэффициент, и мощность на окружности идеального РК $N_{U\infty}$ прямопропорциональна расходу \dot{v}' .

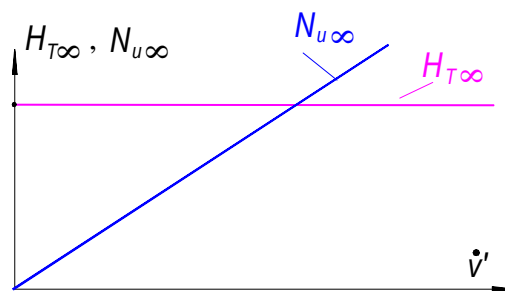


Рис. 5.8

Третий случай: $\beta_{2л} > 90^\circ$.

Так как в этом случае теоретический напор $H_{T\infty}$ пропорционален расходу \dot{v}' , то мощность $N_{U\infty}$ пропорциональна квадрату расхода $N_{U\infty} \sim (\dot{v}')^2$.

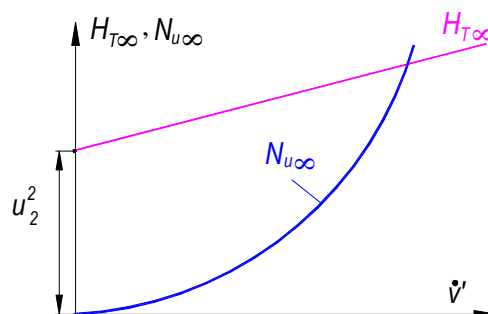


Рис. 5.9

Действительная напорная характеристика

Действительная напорная характеристика показывает, как зависит действительный напор H от объемного расхода на выходе из насоса при постоянных оборотах $H = f(\dot{v}')$ при $n = const$

Действительный напор

$$H = H_T - L_{r_пдв} - L_{r_ПК} - L_{r_отв},$$

где $L_{r_пдв}, L_{r_ПК}, L_{r_отв}$, - гидравлические потери в подводе, РК и отводе соответственно.

$$H = H \cdot k_z - \xi_{пдв} \frac{c_{вх}^2}{2} - \xi_{ПК} \frac{w_1^2}{2} - \xi_{отв} \frac{c_2^2}{2}$$

Приведем график $H_{T\infty}$ и H_T .

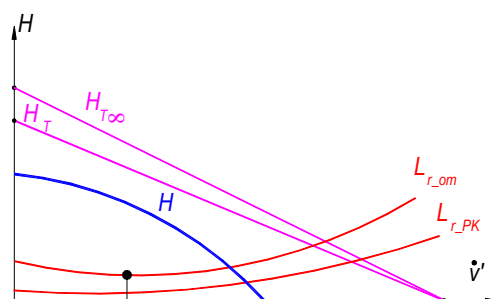


Рис. 5.10

Введем некоторые **упрощения**:

1. Из эксперимента известно, что $L_{r_пдв} \ll L_{r_ПК}$, а в свою очередь $L_{r_ПК} < L_{r_отв}$. Самые большие потери в отводе, т.к. там самые большие скорости. Следовательно, $L_{r_отв}$ – это самые большие потери, $L_{r_ПК}$ так как очень велики. Потери в подводи самые маленькие, поэтому $L_{r_пдв}$ пренебрегаем.
2. Нет закрутки потока на входе в РК: $c_{1u} = 0$.

Оценим потери в рабочем колесе.

$L_{r_ПК} = \xi_{ПК} \frac{w_1^2}{2} = \xi_{ПК} \frac{c_1^2 + u_1^2}{2}$, т.е. гидравлические потери в рабочем колесе зависят от абсолютной скорости на входе в РК: $L_{r_ПК} = f(c_1)$. С ростом расхода через насос \dot{v}' увеличивается абсолютная скорость c_1 , следовательно, растут гидравлические потери в РК, по параболе (\sim квадратичной). Изобразим на графике зависимость $L_{r_ПК} = f(c_1)$.

Чтобы оценить характер зависимости потерь в отводе от объемного расхода через насос, надо понять, как изменяются $c_{отв}$ и c_2 в зависимости от расхода через насос. Хотя скорость на выходе из РК и скорость в отводе являются скоростями сопряженных элементов, характер течения в них жидкости подчиняется различным закономерностям. Поэтому особенно интересно посмотреть, как будет вести себя жидкость близко к выходу из РК

Отметим, что

- так как $c_{2u} \gg c_{2r}$, то $c_2 \approx c_{2u}$;
- на входе в РК нет закрутки, $c_{1u} = 0$.

Тогда $H_T = c_{2u} u_2$, откуда $c_{2u} = \frac{H_T}{u_2}$, следовательно, $c_2 = \frac{H_T}{u_2}$.

Т.е. зависимость c_2 от \dot{V} аналогична зависимости H_T от \dot{V} .

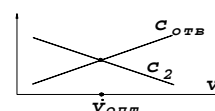


Рис. 5.11

Рассмотрим, как зависит скорость в отводе от расхода.

Отвод представляет собой по сути канал, у которого есть площадь поперечного сечения $F_{отв}$. Тогда расход через этот канал $\dot{V} = F_{отв} c_{отв}$, откуда $c_{отв} = \frac{\dot{V}}{F_{отв}}$ (график).

В точке равенства скоростей имеем оптимальный расход \dot{V}_{opt} . При \dot{V}_{opt} гидравлические потери в отводе (да и во всем насосе) минимальны (график на рис. 5.10). Если из графика теоретического напора H_T вычесть графики потерь, то получим график действительного напора.

Как влияют различные параметры на вид действительной напорной характеристики?

<p>Рис. 5.12</p>	<p>Рис. 5.13</p>	<p>Рис. 5.14</p>
<p>$H_T = f(\dot{V})$ при $D_2 = \text{var}$ Кривые эквидистантны.</p>	<p>$H_T = f(\dot{V})$ при $b_2 = \text{var}$ От каждой прямой $H_{T\infty}$ отнимем одни и те же потери</p>	<p>$H_T = f(\dot{V})$ при $n = \text{var}$ $n''' > n'' > n'$</p>

5.5. Действительная мощностная характеристика насоса

Это зависимость мощности, которую потребляет реальный насос, от объемного расхода на выходе из насоса $N_H = f(\dot{V})$ при $n = \text{const}$.

$$N_H = N_u + N_d + N_{мех} = H_T \rho \dot{V}' + N_d + N_{мех} =$$

$$= k_z H_{T\infty} (\dot{V} + \dot{V}_{yT}) \rho + N_{гТ} + N_{гРД} + N_{мех},$$

где $N_{гг}$ – потери на гидравлическое торможение, они присутствуют, когда расход через насос $\dot{V} < \dot{V}_{расч}$; $N_{трд}$ – потери на трение диска РК о рабочее тело.

Строим графики:

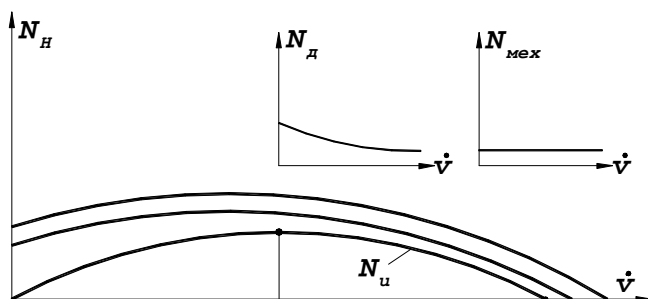


Рис.5.15

- Сначала построим график зависимости мощности от объёмного расхода $N_u = f(\dot{V})$;
- Затем к нему прибавим график дисковых потерь от расхода $N_u + N_d$;
- Затем к полученной кривой графика прибавим график механических потерь в зависимости от объёмного расхода $N_u + N_d + N_{мех}$.

5.6. КПД–характеристика насоса

КПД характеристика насоса - это зависимость КПД насоса от объёмного расхода при постоянных оборотах: $\eta_H = f(\dot{V})$ при $n = \text{const}$, где \dot{V} – расход на выходе из насоса.

Формула для КПД насоса $\eta_H = \eta_{гг} \cdot \eta_p \cdot \eta_d \cdot \eta_{мех}$.

Построим график для каждого вида КПД и выведем вид общего графика.

1. Гидравлический КПД

$$\eta_{гг} = \frac{H}{H_T} = \frac{H_T - L_r}{H_T} = 1 - \frac{L_r}{H_T}$$

Для понимания формы зависимости гидравлического КПД от расхода необходимо знать, как зависят от расхода теоретический напор и гидравлические потери насоса.

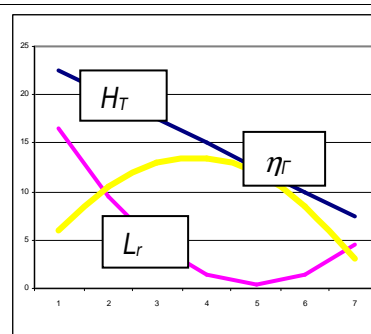


Рис. 5.16

2. Расходный КПД

$$\eta_p = \frac{\dot{V}}{\dot{V}'} = \frac{\dot{V}' - \dot{V}_{ут}}{\dot{V}'} = 1 - \frac{\dot{V}_{ут}}{\dot{V}'}$$

Если расход через насос равен нулю, то расход через РК равен $\dot{V}' = \dot{V}_{ут}$, при этом $\eta_p = 0$.

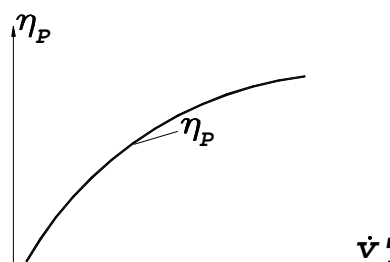
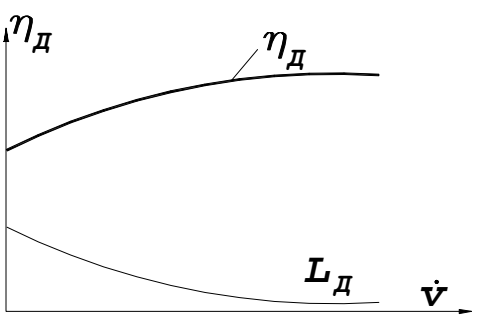
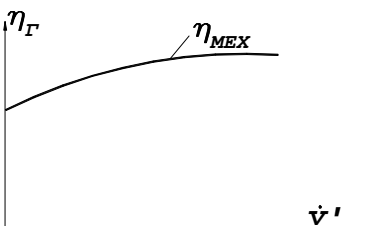
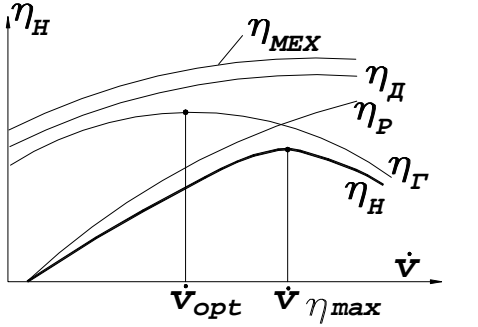


Рис. 5.17

<p>3. Дисковый КПД</p> $\eta_D = \frac{H_T}{H_{BH}} = \frac{H_{BH} - L_D}{H_{BH}} = 1 - \frac{L_D}{H_{BH}}.$ <p>Для определения зависимости $\eta_D = f(\dot{V})$ надо знать зависимость L_D от \dot{V}.</p> <p>При $\dot{V} < 0,6 \dot{V}_{расч}$ потери L_D велики, т.к. всегда существуют потери на трение и появляются потери на гидравлическое торможение.</p>	 <p style="text-align: center;">Рис. 5.18</p>
<p>4. Механический КПД</p> $\eta_{MECH} = \frac{N_{BH}}{N_H} = \frac{N_H - N_{MECH}}{N_H} = 1 - \frac{N_{MECH}}{N_H}$ <p>С ростом расхода растет N_H; механические потери не являются функцией расхода $N_{MECH} \neq f(\dot{V})$, следовательно η_{MECH} механический КПД с ростом расхода возрастает.</p>	 <p style="text-align: center;">Рис. 5.19</p>
<p>5. Общий график выглядит следующим образом.</p>	 <p style="text-align: center;">Рис. 5.20</p>

Лекции 20,21 (Н-8,9)

6. ПОДОБИЕ ПОТОКОВ В ЛМ

6.1. Общие условия подобия рабочих процессов в ЛМ

Многие процессы в насосах не поддаются теоретическому расчёту. В этом случае экспериментальные исследования надо обобщить так, чтобы их можно было использовать при создании других насосов.

Результаты эксперимента на одном насосе могут быть перенесены на другие при соблюдении условий подобия. Использование подобия позволяет проводить испытания на модельных насосах и на модельных рабочих телах и использовать результаты исследования для натуральных насосов. Это значительно сокращает энергетические затраты и позволяет отказаться от дорогостоящего оборудования или испытаний на агрессивных жидкостях.

В гидродинамике доказывается, что режимы течения жидкости подобны, если выполняются условия геометрического, кинематического и динамического подобия.

Геометрическое подобие.

ЛМ будут геометрически подобны, если в сходственных характерных сечениях отношение однотипных параметров будет постоянным, а сходственные углы будут равны между собой.

Рассмотрим два шнека переменного шага, натурный и модельный.

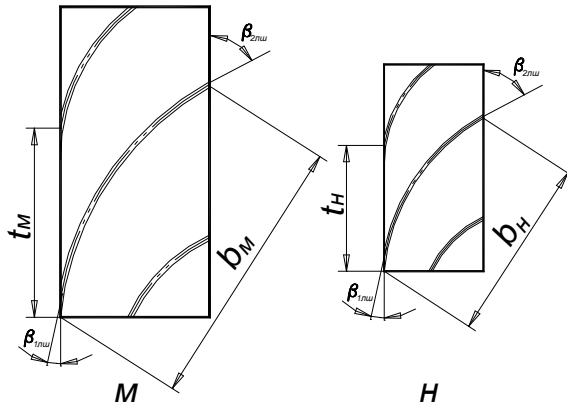


Рис. 6.1

Эти решётки геометрически подобны, если $\frac{t_H}{t_M} = \frac{b_H}{b_M} = \dots$, $\beta_{1Л} = \beta_{1Л.М}$; $\beta_{2Л} = \beta_{2Л.М}$.

Кинематическое подобие.

ЛМ будут кинематически подобны, если в сходственных характерных сечениях подобны поля скоростей. Для сечений на входе и выходе РК кинематическое подобие означает подобие треугольников скоростей.

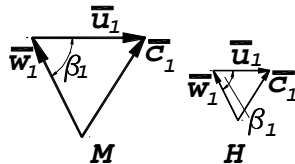


Рис. 6.2

$$\beta_1 = \beta_{1М}; \quad \frac{u_1}{u_{1М}} = \frac{c_1}{c_{1М}} = \frac{w_1}{w_{1М}} = const$$

Общая запись критерия кинематического подобия $\frac{u}{c} = const$ или $\frac{c}{u} = const$.

Динамическое подобие.

ЛМ будут динамически подобны, если в сходственных характерных сечениях подобны поля сил, действующих в потоке. Из МЖГ известно: если пренебречь теплообменом и не учитывать силу тяжести, действующей на рабочее тело, то динамическое подобие имеет место при равенстве безразмерных комплексов (КРИТЕРИЕВ ПОДОБИЯ):

- числа Струхала $St = \frac{c \cdot \tau}{l}$, где c – скорость потока, τ - время; l - характерный размер;
- числа Эйлера $Eu = \frac{p}{\rho \cdot c^2}$,
- числа Рейнольдса $Re = \frac{l \cdot c}{\nu}$, ν - кинематическая вязкость жидкости.

При установившемся режиме *критерий Струхала* не влияет на условия подобия насосов. Поскольку мы рассматриваем только стационарные течения, этот критерий мы исключим из рассмотрения.

Число Эйлера зависит от числа Маха, а последнее характеризует сжимаемость рабочего тела (жидкости или газа). Если же рассматривать течение несжимаемой жидкости, то число Эйлера не может быть критерием подобия.

Число Рейнольдса определяет отношение сил инерции к силам вязкости (силам трения). При $Re > 10^5 \dots 10^6$ влияние сил трения на потери энергии при течении жидкости в каналах практически отсутствует, т.е. насосы работают в области независимости (автомодельности) по числу Рейнольдса. В этом случае для достижения подобия потоков жидкости в сравниваемых насосах достаточно геометрического и кинематического подобия.

6.2. Подобие рабочих процессов в насосах

Определим основные соотношения параметров двух насосов, натурального (н) и модельного (м), на подобных режимах.

Геометрическое подобие.

Согласно критерию геометрического подобия отношение любых сходственных линейных размеров (н) и (м) насосов составляет $\chi = \frac{l}{l_M}$, где l - любой характерный линейный размер, а χ одинаково для любого характерного сечения насосов.

Кинематическое подобие.

По условию кинематического подобия ($\frac{u}{c} = const$ или $\frac{c}{u} = const$) для этих двух насосов

справедливо равенство $\left(\frac{c}{u}\right)_H = \left(\frac{c}{u}\right)_M$.

Поскольку $c = \frac{\dot{v}}{F}$, а $u = \omega \cdot \frac{D}{2}$, то $\frac{c}{u} = \frac{\dot{v} \cdot 2}{F \cdot \omega \cdot D} = \frac{\dot{v}_M \cdot 2}{F_M \cdot \omega_M \cdot D_M}$ или $\frac{\dot{v}}{F \cdot \omega \cdot D} = \frac{\dot{v}_M}{F_M \cdot \omega_M \cdot D_M}$.

Перепишем пропорцию таким образом, чтобы геометрические параметры оказались в одной стороне уравнения, а кинематические – в другой:

$$\frac{\dot{v} \cdot \omega_M}{\dot{v}_M \cdot \omega} = \frac{F \cdot D}{F_M \cdot D_M}$$

По условию геометрического подобия $\chi = \frac{l}{l_M} = \frac{D}{D_M} = \frac{D_2}{D_{2M}}$, а для площадей $\frac{F}{F_M} = \frac{D_2^2}{D_{2M}^2} = \chi^2$.

Тогда $\frac{\dot{v} \cdot \omega_M}{\dot{v}_M \cdot \omega} = \frac{F \cdot D}{F_M \cdot D_M} = \chi^3 = \frac{D_2^3}{D_{2M}^3}$. Отсюда, разнеся параметры для (н) и (м) насосов в разные части

уравнения, получим: $\frac{\dot{v}}{\omega \cdot D_2^3} = \frac{\dot{v}_M}{\omega_M \cdot D_{2M}^3} = \bar{V}$.

Величина \bar{V} называется **коэффициентом расхода**. Для кинематически подобных режимов работы насосов величина коэффициента расхода одинакова ($\bar{V} = const$) и может служить критерием кинематического подобия режимов работы насосов. Коэффициент расхода – режимный параметр, определяет режим работы насоса.

Динамическое подобие.

Будем рассматривать насосы, которые работают на бескавитационных режимах и используют несжимаемые рабочие тела, $\rho = const$.

Рассмотрим, как будут соотноситься в этом случае напоры модельного и натурального насосов.

$$\frac{H}{H_M} = \frac{H_T \cdot \eta_2}{H_{TM} \cdot \eta_{2M}}$$

Если режимы работы двух насосов (н) и (м) подобны, то КПД у них одинаковы; $\eta_2 = \eta_{2M}$, следовательно, $\frac{H}{H_M} = \frac{H_T}{H_{TM}} = \frac{c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1}{c_{2uM} \cdot u_{2M} - c_{1uM} \cdot u_{1M}}$.

В числителе первый член разделим и умножим на u_2 , второй – на u_1 , а в знаменателе поступим аналогично, используя u_{2M} и u_{1M} :

$$\frac{H}{H_M} = \frac{\frac{c_{2u} \cdot u_2^2}{u_2} - \frac{c_{1u} \cdot u_1^2}{u_1}}{\frac{c_{2uM} \cdot u_{2M}^2}{u_{2M}} - \frac{c_{1uM} \cdot u_{1M}^2}{u_{1M}}}$$

Вынесем за скобки u_2^2 и u_{2M}^2 в числителе и знаменателе соответственно:

$$\frac{H}{H_M} = \frac{u_2^2 \cdot \left(\frac{c_{2u}}{u_2} - \frac{c_{1u}}{u_1} \cdot \frac{u_1^2}{u_2^2} \right)}{u_{2M}^2 \cdot \left(\frac{c_{2uM}}{u_{2M}} - \frac{c_{1uM}}{u_{1M}} \cdot \frac{u_{1M}^2}{u_{2M}^2} \right)} = \frac{u_2^2 \cdot \left(\frac{c_{2u}}{u_2} - \frac{c_{1u}}{u_1} \cdot \frac{D_1^2}{D_2^2} \right)}{u_{2M}^2 \cdot \left(\frac{c_{2uM}}{u_{2M}} - \frac{c_{1uM}}{u_{1M}} \cdot \frac{D_{1M}^2}{D_{2M}^2} \right)}$$

Для кинематически подобных насосов будет справедливо равенство

$$\frac{H}{H_M} = \frac{u_2^2 \cdot \left(\frac{c_{2u}}{u_2} - \frac{c_{1u}}{u_1} \cdot \chi^2 \right)}{u_{2M}^2 \cdot \left(\frac{c_{2uM}}{u_{2M}} - \frac{c_{1uM}}{u_{1M}} \cdot \chi^2 \right)} = \frac{u_2^2}{u_{2M}^2}, \text{ т.е. } \frac{H}{H_M} = \frac{u_2^2}{u_{2M}^2} = \frac{\omega^2 D_2^2}{\omega_M^2 \cdot D_{2M}^2}$$

Отсюда следует: $\frac{H}{\omega^2 D_2^2} = \frac{H_M}{\omega_M^2 \cdot D_{2M}^2} = \bar{H}$ - коэффициент напора.

\bar{H} двух насосов одинаков, если эти насосы геометрически подобны и работают при одном и том же коэффициенте расхода \bar{V} .

Какую мощность будет потреблять натуральный насос, если известна мощность модельного насоса?

Найдём отношение мощностей: $\frac{N_H}{N_M} = \frac{N_{пол}/\eta_H}{N_{полM}/\eta_{HM}} = \frac{N_{пол}}{N_{полM}} = \frac{\rho \cdot \dot{v} \cdot H}{\rho_M \cdot \dot{v}_M \cdot H_M}$, поскольку насосы имеют

геометрическое подобие, следовательно $\eta_H = \eta_{HM}$. Распишем расход и напор через соответствующие коэффициенты $\dot{v} = \bar{v} \cdot \omega \cdot D_2^3$, $H = \bar{H} \cdot \omega^2 \cdot D_2^2$:

$$\frac{N_{пол}}{N_{полM}} = \frac{\rho \cdot \dot{v} \cdot H}{\rho_M \cdot \dot{v}_M \cdot H_M} = \frac{\rho}{\rho_M} \cdot \frac{\bar{H} \cdot \omega^2 \cdot D_2^2}{\bar{H} \cdot \omega_M^2 \cdot D_{2M}^2} \cdot \frac{\bar{v} \cdot \omega \cdot D_2^3}{\bar{v} \cdot \omega_M \cdot D_{2M}^3} = \frac{\rho}{\rho_M} \cdot \frac{\omega^2 \cdot D_2^2}{\omega_M^2 \cdot D_{2M}^2} \cdot \frac{\omega \cdot D_2^3}{\omega_M \cdot D_{2M}^3}$$

$$\frac{N_H}{N_M} = \frac{\rho}{\rho_M} \cdot \frac{\omega^3 \cdot D_2^5}{\omega_M^3 \cdot D_{2M}^5}$$

Таким образом, получили соотношение между мощностями натурального и модельного насосов. Перепишем последнее уравнение по-другому:

$\frac{N_H}{\rho \cdot \omega^3 \cdot D_2^5} = \frac{N_{HM}}{\rho_M \cdot \omega_M^3 \cdot D_{2M}^5} = \bar{N}$ - коэффициент мощности. Это относительная, безразмерная

мощность. Коэффициент мощности \bar{N} остаётся постоянной величиной на кинематически подобных режимах у геометрически подобных насосов.

В случае геометрически подобных насосов, с одинаковым значением коэффициента расхода ($\bar{v} - const$) в насосах будут оставаться постоянными коэффициент напора, коэффициент мощности, КПД: $\bar{H} - const, \bar{N} - const, \eta - const$. Если у этих насосов будут синхронно изменяться режимы работы (будет варьироваться коэффициент расхода ($\bar{v} - var$), то указанные коэффициенты напора, мощности, КПД будут изменяться. Следовательно, существуют зависимости $\bar{H} = f(\bar{v})$, $\bar{N} = f(\bar{v})$, $\eta = f(\bar{v})$. Эти зависимости являются универсальными характеристиками насосов, они не зависят от частоты вращения.

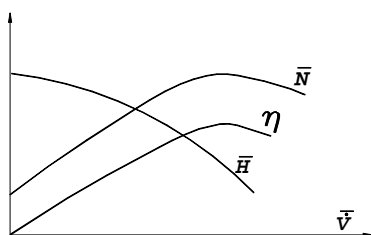


Рис.6.3

6.3. Возможности использования $\bar{v}, \bar{H}, \bar{N}$

Покажем, в чём польза полученных соотношений и величин.

1. С помощью полученных соотношений можно определить частоту вращения натурального насоса с диаметром на выходе из РК D_{2H} , при которой будет обеспечен необходимый объёмный расход \dot{v}_H , если параметры модельного насоса известны. Берут два коэффициента расхода, натурального и модельного, у подобных насосов они должны быть равны:

$$\bar{v}_H = \bar{v}_{HM}, \quad \frac{\dot{V}}{\omega \cdot D_2^3} = \frac{\dot{V}_M}{\omega_M \cdot D_{2M}^3}.$$

Заменим частоту вращения на количество оборотов: $\frac{\dot{V}}{n \cdot D_2^3} = \frac{\dot{V}_M}{n_M \cdot D_{2M}^3}$.

Отсюда можно определить частоту вращения натурального насоса $n_H = \frac{\bar{v} \cdot n_M \cdot D_{2M}^3}{\dot{v}_M \cdot D_{2H}^3}$.

Определим, какой напор будет у натурального насоса.

$$\bar{H}_H = \bar{H}_M, \quad \frac{H_H}{\omega_H^2 \cdot D_{2H}^2} = \frac{H_M}{\omega_M^2 \cdot D_{2M}^2}, \quad \frac{H_H}{n_H^2 \cdot D_{2H}^2} = \frac{H_M}{n_M^2 \cdot D_{2M}^2}, \quad H_H = \frac{H_M \cdot n_H^2 \cdot D_{2H}^2}{n_M^2 \cdot D_{2M}^2}$$

Определим, какую мощность надо подавать на вход для обеспечения данного числа оборотов и напора у натурального насоса.

$$\bar{N}_H = \bar{N}_M, \quad \frac{N_H}{\rho \cdot \omega_H^3 \cdot D_{2H}^5} = \frac{N_M}{\rho \cdot \omega_M^3 \cdot D_{2M}^5}, \quad N_H = \frac{N_M \cdot \rho_H \cdot n_H^3 \cdot D_{2H}^5}{\rho_M \cdot n_M^3 \cdot D_{2M}^5}$$

2. С помощью полученных соотношений можно определить частоту вращения натурального насоса и выходной диаметр его РК, при которых напор насоса будет равен заданной величине H_H , если параметры модельного насоса известны.

$$\bar{H}_H = \bar{H}_M, \quad \frac{H_H}{n_H^2 \cdot D_{2H}^2} = \frac{H_M}{n_M^2 \cdot D_{2M}^2}, \quad n_H^2 = \frac{H_H \cdot n_M^2 \cdot D_{2M}^2}{H_M \cdot D_{2H}^2}, \quad n = \frac{n_M \cdot D_{2M}}{D_{2H}} \cdot \sqrt{\frac{H_H}{H_M}}$$

Определим, какой при этом будет расход у натурального насоса.

$$\bar{v}_H = \bar{v}_M, \quad \frac{\dot{V}}{n \cdot D_2^3} = \frac{\dot{V}_M}{n_M \cdot D_{2M}^3}, \quad \dot{v}_H = \dot{v}_M \cdot \frac{n_H \cdot D_{2H}^3}{n_M \cdot D_{2M}^3}$$

Определим, какую мощность надо подавать на вход для обеспечения данного числа оборотов и напора у натурального насоса.

$$\bar{N}_H = \bar{N}_M, \quad \frac{N_H}{\rho \cdot \omega_H^3 \cdot D_{2H}^5} = \frac{N_M}{\rho \cdot \omega_M^3 \cdot D_{2M}^5}, \quad N_H = N_M \cdot \frac{\rho_H \cdot n_H^3 \cdot D_{2H}^5}{\rho_M \cdot n_M^3 \cdot D_{2M}^5}$$

3. С помощью полученных формул можно выяснить соотношения между геометрическими параметрами натурального и модельного насосов. Отношение характерных размеров натурального и модельного насосов показывает параметр геометрического подобия $\chi = \frac{l_H}{l_M} = \frac{D_{2H}}{D_{2M}}$.

Запишем систему уравнений, справедливую для геометрически подобных насосов на кинематически подобных режимах

$$\begin{cases} \bar{v}_H = \bar{v}_M \\ \bar{H}_H = \bar{H}_M \end{cases} \quad \begin{cases} \frac{\dot{V}_H}{\omega_H \cdot D_2^3} = \frac{\dot{V}_M}{\omega_M \cdot D_{2M}^3} \\ \frac{H_H}{\omega_H^2 \cdot D_{2H}^2} = \frac{H_M}{\omega_M^2 \cdot D_{2M}^2} \end{cases}$$

Разделим второе уравнение на первое

$$\frac{H_H \cdot \omega_H \cdot D_{2H}^3}{\dot{V}_H \cdot \omega_H^2 \cdot D_{2H}^2} = \frac{H_M \cdot \omega_M \cdot D_{2M}^3}{\omega_M^2 \cdot D_{2M}^2 \cdot \dot{V}_M}, \quad \frac{H_H \cdot D_{2H}}{\dot{V}_H \cdot \omega_H} = \frac{H_M \cdot D_{2M}}{\omega_M \cdot \dot{V}_M},$$

$$H_H \cdot D_{2H} \cdot \omega_M \cdot \dot{V}_M = H_M \cdot D_{2M} \cdot \omega_H \cdot \dot{V}_H, \quad \frac{D_{2H}}{D_{2M}} = \frac{H_M \cdot \omega_H \cdot \dot{V}_H}{H_H \cdot \omega_M \cdot \dot{V}_M} \quad \boxed{\frac{D_{2H}}{D_{2M}} = \frac{H_M \cdot n_H \cdot \dot{V}_H}{H_H \cdot n_M \cdot \dot{V}_M} = \chi}$$

4. С помощью полученных формул можно найти частоту вращения натурального насоса по основным параметрам рабочего процесса натурального и модельного насосов.

$$\left\{ \begin{array}{l} \overline{\dot{V}_H} = \overline{\dot{V}_M} \\ \overline{H_H} = \overline{H_M} \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} \frac{\dot{V}_H}{n_H \cdot D_{2H}^3} = \frac{\dot{V}_M}{n_M \cdot D_{2M}^3} \text{ - возведём в степень } 2/3. \\ \frac{H_H}{n_H^2 \cdot D_{2H}^2} = \frac{H_M}{n_M^2 \cdot D_{2M}^2} \end{array} \right.$$

$$\frac{\dot{V}_H^{2/3} \cdot n_H^2}{n_H^2 \cdot D_{2H}^2} = \frac{\dot{V}_M^{2/3} \cdot n_M^2}{n_M^2 \cdot D_{2M}^2} \quad \text{- теперь разделим 1-ое уравнение на 2-е}$$

$$\frac{H_H}{n_H^2 \cdot D_{2H}^2} = \frac{H_M}{n_M^2 \cdot D_{2M}^2}$$

$$\frac{\dot{V}_H^{2/3} \cdot n_H^2}{n_H^2 \cdot H_H} = \frac{\dot{V}_M^{2/3} \cdot n_M^2}{n_M^2 \cdot H_M}, \quad \frac{\dot{V}_H^{2/3} \cdot n_H^{4/3}}{H_H} = \frac{\dot{V}_M^{2/3} \cdot n_M^{4/3}}{H_M}$$

Возведём полученное уравнение в степень $3/4$.

$$\frac{\dot{V}_H^{1/2} \cdot n_H}{H_H^{3/4}} = \frac{\dot{V}_M^{1/2} \cdot n_M}{H_M^{3/4}}, \quad n_H = n_M \cdot \frac{\dot{V}_M^{1/2} \cdot H_H^{3/4}}{\dot{V}_H^{1/2} \cdot H_M^{3/4}}, \quad \boxed{n_H = n_M \cdot \sqrt{\frac{\dot{V}_M}{\dot{V}_H}} \cdot \sqrt[3]{\frac{H_H^4}{H_M^4}}}$$

Это соотношение устанавливает связь между частотами вращения натурального и модельного геометрически подобных насоса на кинематически подобных режимах.

Лекции 22,23 (Н-10,11)

7. КАВИТАЦИЯ В НАСОСАХ ЖРД

7.1. Причины и место появления кавитации

Кавитация – это процесс нарушения сплошности потока жидкости (*cavitas* – пустота) в зоне пониженного давления, заключающийся в образовании полостей, наполненных паром и выделившимся из жидкости газом. В области пониженных давлений возникают растягивающие напряжения, которые приводят к разрыву жидкости и появлению полостей – кавитационных каверн с давлением внутри, равным давлению парообразования при данной температуре p_n . В дальнейшем, попадая вместе с потоком в область повышенного давления, кавитационные каверны схлопываются. Это сопровождается местным гидравлическим ударом по стенке канала. Возникновение и развитие кавитации в жидкости связано с наличием так называемых ядер кавитации. В технической жидкости всегда находятся твердые микрочастицы. Они-то, как концентраторы напряжений, и являются ядрами кавитации.

При появлении кавитации имеют место следующие отрицательные моменты:

- срыв режима работы, т.е. резкое снижение напора, КПД и расхода;
- эрозионное разрушение рабочего колеса машины при длительной работе на кавитационных режимах;
- нестабильная работа насоса (низкочастотная пульсация давления может выйти за пределы насоса, дойти до камеры сгорания ЖРД, что может повлечь взрыв).

Разрывы сплошности жидкости могут иметь следующие формы:

1. – пузырьковая кавитация; появляется с нерабочей стороны профиля лопатки с плавными обводами. Каверны появляются вокруг ядер кавитации.

2. – вихревая кавитация; возникает в вихрях, где пониженное давление: за кромками лопаток; в области действия парных вихрей.

3. – присоединенная (пленочная) кавитация; наблюдается при образовании большой паровой полости с нерабочей стороны лопатки. Для этой формы кавитации характерно наличие четкой границы раздела фаз «пар» – «жидкость».

В насосах кавитация возникает при давлении на входе, существенно большем, чем давление парообразования p_n при данной температуре жидкости. Это означает, что области с давлением, меньшим или равным p_n , располагаются внутри проточной части насоса.

Уменьшение давления внутри насоса связано, прежде всего, с обтеканием лопаток. При этом с нерабочей стороны лопаток (особенно при положительных углах атаки) образуются области пониженного давления.

Чем больше разрежение с нерабочей стороны лопатки, тем при большем давлении на входе в насос $p_{вх}$ возникают срывные режимы работы, тем хуже антикавитационные свойства насоса. Поэтому следует избегать всего того, что приводит к большим разрежениям с нерабочей стороны лопатки:

- наличие твердых частиц в составе топливных компонентов;
- большие положительные углы атаки;
- большие углы изгиба профилей лопаток;
- малая густота решетки;
- большие скорости потока (следовательно, большие обороты n и диаметры D).

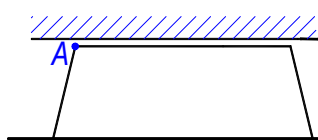


Рис.7.1

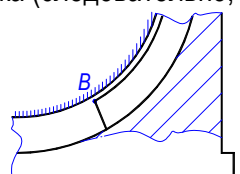


Рис. 7.2

Теперь понятно, почему первые кавитационные каверны появляются на входе в колесо в периферийной точке: здесь самая большая относительная скорость.

ОТМЕТИМ: В центробежном колесе начавшаяся на входе в межлопаточные каналы кавитация будет быстро развиваться потому, что более плотная, чем парогазовые каверны, жидкость движется по инерции к периферии и тем еще больше увеличивает разрежение. Кавитационная каверна в центробежном колесе (точка В) мгновенно увеличивается из-за того, что рабочее тело “убегает” под действием центробежных сил от каверны, чем способствует увеличению последней.

Появившаяся в шнеке у точки А кавитационная каверна вытесняется в радиальный зазор, и в проточной части шнека в этом случае каверны не будет. Если в шнеке удастся задавать первичную кавитацию, то тогда центробежное колесо работает без кавитации.

7.2. Кавитационная характеристика

Срывная кавитационная характеристика представляет собой зависимость напора насоса от давления на входе $H = f(p_{вх})$ при $n = const$ и неизменном положении вентиля на выходе из насоса.

Рассмотрим характеристику, начиная с давления $p_{вх}$, соответствующего расчетному режиму, и будем постепенно его уменьшать, регулируя его вентилем на входе в насос.

1. С уменьшением $p_{вх}$ до $p_{кав}$ появляются первые кавитационные каверны и быстро схлопываются. Напор, КПД, мощность насоса не изменяются. Возможно появление колебательных процессов.

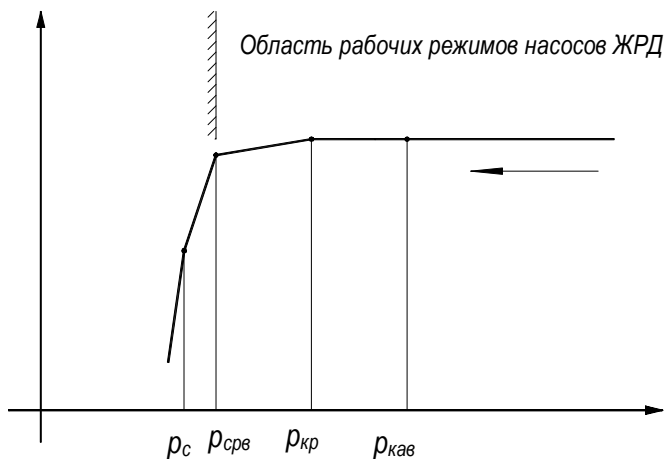


Рис. 7.3

4. Давление p_c определяет режим суперкавитации. Он характеризуется тем, что кавитационные каверны становятся длиннее лопаток насоса, выходят за пределы колеса.

2. В точке, где $p_{вх}$ равно критическому давлению $p_{кр}$, начинается плавное снижение напора. Насос еще может работать в таком режиме, пока не наступит срыв.
3. При $p_{вх} = p_{срв}$ резко снижается напор насоса (т.е. давление за насосом), КПД и довольно часто – расход.

7.3. Кавитация в шнеке

Шнек определяет антикавитационные качества всего шнекоцентробежного насоса. При каком давлении на входе в шнек начинается срывной режим, при таком давлении начинается срывной режим работы и всего ШЦБН.

Рассмотрим поэтому срывной режим работы шнека. Изобразим решетку шнека постоянного шага на среднем диаметре. На кавитационном режиме с нерабочей стороны лопатки образуется присоединенная парогазовая каверна длиной l_k . В область за каверной подсасывается жидкость, и на длине следа $l_{сл}$ давление в межлопаточном канале выравнивается, вихревой след исчезает.

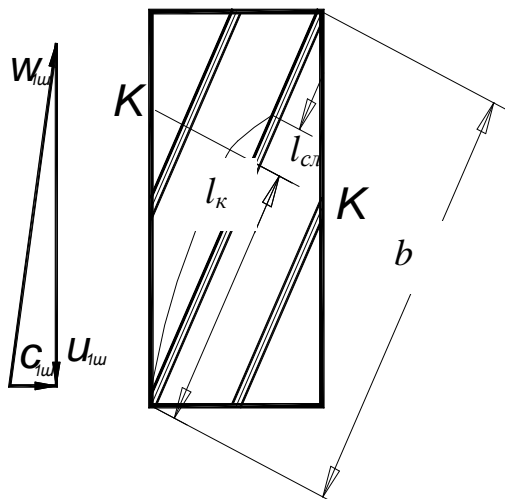


Рис. 7.4

При уменьшении давления $p_{вх}$ суммарная длина каверны и следа будет увеличиваться и при некотором значении $p_{вх}$ будет равна длине лопатки ($l_k + l_{сл} = b$). Основной поток полностью оторвется от лопатки и наступит суперкавитационный режим работы шнека и, следовательно, всего насоса.

Отметим, что по статическому давлению срывной и суперкавитационный режимы практически совпадают.

Для определения давления на срывном режиме рассмотрим схему течения жидкости на предсуперкавитационном режиме. В сечении К – К самое узкое место межлопаточного канала, здесь самая большая скорость, самое маленькое давление, т.е. самое опасное место с точки зрения возникновения кавитации.

На входе в шнек: давление $p_{1срв}$, относительная скорость w_1

Сечение К – К: давление приблизительно равно давлению парообразования $\approx p_{II}$, относительная скорость w_k .

Запишем уравнение энергии в механической форме в относительном движении на участке от сеч. 1–1 до К – К:

$$\frac{u_k^2 - u_1^2}{2} = \frac{p_{\Pi} - p_{1срв}}{\rho} + \frac{W_k^2 - W_1^2}{2} + L_{r1-k} \text{ или } 0 = \frac{p_{\Pi} - p_{1срв}}{\rho} + \frac{W_k^2 - W_1^2}{2} + L_{r1-k}, \text{ так как}$$

$$u_k = u_1,$$

$$\frac{p_{1срв} - p_{\Pi}}{\rho} = \frac{W_k^2 - W_1^2}{2} + L_{r1-k} \left| : \frac{W_1^2}{2} \right.; \quad \frac{p_{1срв} - p_{\Pi}}{\rho \frac{W_1^2}{2}} = \frac{W_k^2 - W_1^2}{2 \frac{W_1^2}{2}} + \frac{L_{r1-k}}{W_1^2/2}.$$

(*)

Обозначим
$$\frac{p_{1срв} - p_{\Pi}}{\rho \frac{W_1^2}{2}} = \lambda_{срв}, \quad (1)$$

Здесь: $\lambda_{срв}$ – коэффициент кавитации на срывном режиме; $p_{1срв}$ – статическое давление на входе в шнек, при котором происходит срыв режима работы насоса.

Чем ниже $p_{1срв}$, тем меньше $\lambda_{срв}$, тем лучше антикавитационные качества насоса.

7.4. Параметры, определяющие антикавитационные качества ШЦБН

7.4.1. Коэффициент кавитации на срывном режиме

Коэффициент кавитации на срывном режиме определяется по формуле (1). Но в соответствии с формулой (*)

$$\lambda_{срв} = \frac{W_k^2}{W_1^2} - 1 + \frac{L_{r1-k}}{W_1^2/2}. \quad (2)$$

Здесь W_k – наибольшая скорость в относительном движении в колесе насоса;

L_{r1-k} – удельные гидравлические потери на участке от входа в шнек до сечения $K - K$, в котором скорость потока равна W_k (т.е. максимальна в относительном движении).

Из (2) очевидно, что $\lambda_{срв}$ зависит от разгона потока в относительном движении до наибольшей скорости и от гидравлических потерь. Антикавитационные качества насоса будут лучше, если разгон потока в относительном движении W_k/W_1 будет меньше, и если относительные потери

тоже будут меньше $\frac{L_{r1-k}}{W_1^2/2}$.

$\lambda_{срв}$ обычно определяется экспериментально. Если известен коэффициент $\lambda_{срв}$, то можно определить давление на входе.

Из (1):
$$p_{1срв} - p_{\Pi} = \lambda_{срв} \rho \frac{W_1^2}{2}; \quad p_{1срв} = p_{\Pi} + \lambda_{срв} \rho \frac{W_1^2}{2}.$$

Здесь p_n – давление парообразования рабочего тела при температуре рабочей среды.

Вспомним, что кавитация возникает в насосах при давлении на входе, большем p_{Π} . Это происходит потому, что внутри насоса есть участки, где возникают относительные разрежения. Они возникают при больших положительных углах атаки, больших углах изгиба профиля, малой густоте решеток, т.е. определяются геометрией элементов насоса. Поэтому надо стремиться так спроектировать насос, чтобы давление $p_{1срв}$ было как можно ближе к давлению парообразования, т.е. надо стремиться, чтобы коэффициент кавитации на срывном режиме был как можно меньше.

7.4.2. Срывной кавитационный запас

С помощью $\lambda_{\text{срв}}$ можно определить статическое давление на входе в шнек на срывном режиме. Также необходимо знать, при каком *полном* давлении на входе в насос начнется срывной режим.

Составим уравнение сохранения энергии в механической форме для подвода насоса, работающего на срывном режиме. Учтём, что механическая работа в подводе не совершается ($L_{\text{вх-1}} = 0$)

$$0 = \frac{P_{1\text{срв}} - P_{\text{вх срв}}}{\rho} + \frac{c_{1\text{ср}}^2 - c_{\text{вх}}^2}{2} + L_{r \text{ подв}};$$

$$\frac{P_{\text{вх срв}}^*}{\rho} = \frac{P_{1\text{срв}}}{\rho} + \frac{c_{1\text{ср}}^2}{2} + L_{r \text{ подв}} \left| \begin{array}{l} \text{вычтем } \frac{P_{\Pi}}{\rho} \\ \text{слева и справа} \end{array} \right.$$

$$\frac{P_{\text{вх срв}}^* - P_{\Pi}}{\rho} = \frac{P_{1\text{срв}} - P_{\Pi}}{\rho} + \frac{c_{1\text{ср}}^2}{2} + L_{r \text{ подв}} .$$

Обозначим $\frac{P_{\text{вх срв}}^* - P_{\Pi}}{\rho} = \Delta h_{\text{срв}}$ (3)

$\Delta h_{\text{срв}}$ – срывной кавитационный запас: $\Delta h_{\text{срв}} = \lambda_{\text{срв}} \frac{W_1^2}{2} + \frac{c_{1\text{ср}}^2}{2} + \xi_{\text{подв}} \frac{c_{1\text{ср}}^2}{2}$.

В отсутствии закрутки потока на входе ($c_{1u} = 0$: $W_1^2 = c_{1\text{ср}}^2 + u_{1\text{ср}}^2$):

$$\Delta h_{\text{срв}} = \lambda_{\text{срв}} \frac{c_{1\text{ср}}^2 + u_{1\text{ср}}^2}{2} + \frac{c_{1\text{ср}}^2}{2} (1 + \xi_{\text{подв}}).$$

Чем меньше срывной антикавитационный запас, тем лучше антикавитационные качества насоса. $\Delta h_{\text{срв}}$ зависит от коэффициента кавитации, c_1 и u_1 , от коэффициента потерь подвода. Чем они меньше, тем лучше антикавитационные качества насоса. Зная $\Delta h_{\text{срв}}$, можно определить полное давление на входе в насос. На срывном режиме из (3) для $\Delta h_{\text{срв}} = \frac{P_{\text{вх-срв}}^* - P_{\Pi}}{\rho}$ получим

$$P_{\text{вх-срв}}^* = P_{\Pi} + \rho \cdot \Delta h_{\text{срв}}$$

7.4.3 Относительный срывной кавитационный запас

Запишем уравнение для срывного кавитационного запаса:

$$\Delta h_{\text{срв}} = \lambda_{\text{срв}} \frac{c_{1\text{ср}}^2 + u_{1\text{ср}}^2}{2} + \frac{c_{1\text{ср}}^2}{2} (1 + \xi_{\text{подв}}) \left| : u_{1\text{ср}}^2 \right.;$$

$$\frac{\Delta h_{\text{срв}}}{u_{1\text{ср}}^2} = \frac{\lambda_{\text{срв}}}{2} \left(\frac{c_{1\text{ср}}^2}{u_{1\text{ср}}^2} + 1 \right) + \frac{1}{2} \frac{c_{1\text{ср}}^2}{u_{1\text{ср}}^2} (1 + \xi_{\text{подв}}) \quad (4)$$

У геометрически подобных насосов на кинематически подобных режимах правая часть выражения (4) постоянна, т.к. $\frac{c_1^2}{u_{1cp}^2} = const$ – условие кинематического подобия. Следовательно, и

отношение $\frac{\Delta h_{срв}}{u_{1cp}^2}$ будет являться критерием подобия, характеризующим антикавитационные качества насоса.

Обозначим $\frac{\Delta h_{срв}}{u_{1cp}^2} = \Delta \bar{h}_{срв}$ – относительный срывной кавитационный запас.

$$\Delta \bar{h}_{срв} = \frac{\Delta h_{срв}}{u_{1cp}^2} = \frac{4\Delta h_{срв}}{\omega^2 D_{1cp}^2}.$$

Из (4) очевидно, что $\Delta \bar{h}_{срв}$ зависит от коэффициента кавитации $\lambda_{срв}$ и коэффициента потерь в $\xi_{подв}$. Чем они меньше, тем меньше $\Delta \bar{h}_{срв}$, а значит лучше антикавитационные качества насоса.

	Обозначение	Вычисление	Примечание
1. Коэффициент кавитации на срывном режиме	$\lambda_{срв} = \frac{p_{1срв} - p_n}{\rho \cdot w_1^2 / 2}$	$\lambda_{срв} = \frac{w_k^2}{w_1^2} - 1 + \frac{L_{r1-k}}{w_1^2 / 2}$	Позволяет определить стат. давление на входе в шнек на срывном режиме
2. Срывной кавитационный запас	$\Delta h_{срв} = \frac{p_{вх-срв}^* - p_n}{\rho}$	$\Delta h_{срв} = \lambda_{срв} \frac{c_{1ср}^2 + u_{1ср}^2}{2} + \frac{c_{1ср}^2}{2} (1 + \xi_{подв})$	Зная $\Delta h_{срв}$, можно определить полное давление на входе в насос.
3. Относительный срывной кавитационный запас	$\Delta \bar{h}_{срв} = \frac{\Delta h_{срв}}{u_{1ср}^2} = \frac{4 \cdot \Delta h_{срв}}{\omega^2 D_{1ср}^2}$	$\Delta \bar{h}_{срв} = \frac{\lambda_{срв}}{2} \left(\frac{c_{1ср}^2}{u_{1ср}^2} + 1 \right) + \frac{1}{2} \frac{c_{1ср}^2}{u_{1ср}^2} (1 + \xi_{подв})$	Является критерием подобия, характеризующим антикавитационные качества насоса.

7.5. Условия работы насоса ТНА ЖРД без кавитационного срыва

Надо определить, при каком давлении наддува бака $p_б$ насос будет работать на бессрывном режиме. Изобразим схему пневмогидросистемы ракеты.

Давление на входе в насос определяется

- $p_б$ – давление наддува бака;
- γ – ускорение ракеты;
- \bar{g} – сила тяжести.

Пока считаем, что насос не включен, расхода через насос нет:

$$p_{вх}^* = p_б + p_{ин} \gamma + p_g.$$

Инерционная составляющая давления $p_{ин} \gamma$ вызвана движением ракеты с ускорением γ

$$p_{ин} \gamma = \frac{m_{ст} \cdot \gamma}{f} = \frac{\rho \ell f \gamma}{f} = \rho \ell \gamma, \text{ где } m_{ст} - \text{масса столба жидкости над насосом};$$

p_g – составляющая давления, обусловленная силой тяжести столба жидкости

$$p_g = \frac{m_{ст} g \cos \theta}{f} = \rho \ell g \cos \theta. \text{ В завершённом виде: } p_{вх}^* = p_{б} + \rho \ell \gamma + \rho \ell g \cos \theta.$$

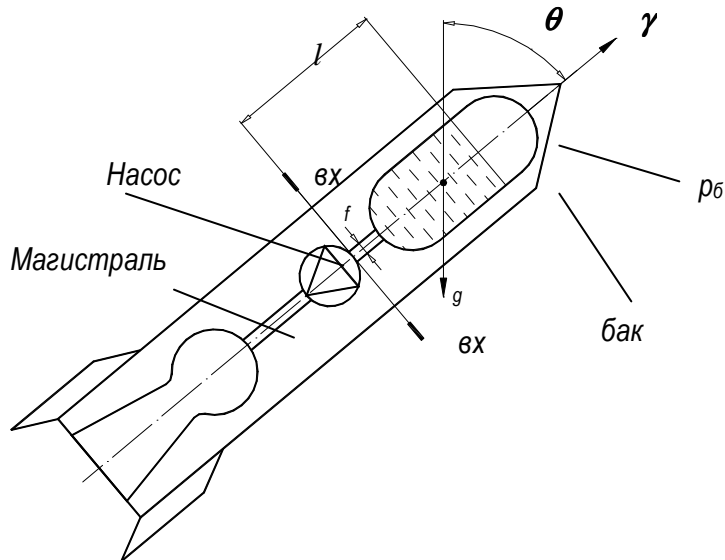


Рис.7.5

Если насос заработал, и появился расход $\dot{v} > 0$, то

$$p_{вх}^* = p_{вх} + \rho \frac{c_{вх}^2}{2} = p_{б} + \rho \ell (\gamma + g \cos \theta) - \Delta p_{сопр}.$$

где $\Delta p_{сопр}$ – потери давления в магистрали ракеты от бака до насоса.

Условие отсутствия кавитации. Для того чтобы не было кавитации, необходимо выполнение условия:

$$p_{вх}^* > p_{вх_срв}^*$$

Разделим на ρ обе части неравенства: $\frac{p_{вх}^*}{\rho} > \frac{p_{вх_срв}^*}{\rho}$.

Левая часть должна быть больше правой на величину некоторого запаса $\Delta h_{зап}$ (из опыта

$$\Delta h_{зап} = 10..30 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}). \text{ Следовательно } \frac{p_{вх}^*}{\rho} = \frac{p_{вх_срв}^*}{\rho} + \Delta h_{зап}.$$

Прибавим и вычтем величину $\pm \frac{p_{п}}{\rho}$: $\frac{p_{вх}^*}{\rho} = \frac{p_{вх_срв}^* - p_{п}}{\rho} + \frac{p_{п}}{\rho} + \Delta h_{зап}$, откуда

$$\frac{p_{вх}^*}{\rho} = \Delta h_{срв} + \frac{p_{п}}{\rho} + \Delta h_{зап}.$$

Следовательно,

$$p_{вх}^* = p_{п} + \rho (\Delta h_{срв} + \Delta h_{зап}).$$

$$p_{б} + \rho \ell (\gamma + g \cos \theta) - \Delta p_{сопр} = p_{п} + \rho (\Delta h_{срв} + \Delta h_{зап}).$$

Окончательно получим: $p_{б} = p_{п} + \rho \cdot (\Delta h_{срв} + \Delta h_{зап}) + \Delta p_{сопр} - \rho \cdot \ell \cdot (\gamma + g \cos \theta)$

Такое давление должно быть в баке, чтобы в насосе не возникло кавитации.

8. ОСЕВЫЕ НАСОСЫ

8.1. Причины деформации треугольников скоростей по высоте лопатки

Все предыдущие рассуждения о рабочем процессе ступени осевого компрессора проводились для элементарной ступени, т.е. рассматривалась двумерная схема течения. Действительная ступень объёмна, трёхмерна. Её можно представить как совокупность бесконечно большого числа элементарных ступеней. Рассмотрим принципиальные отличия в рабочем процессе элементарных ступеней на различных радиусах. Выделим три радиуса ($r_{вТ}, r_{ср}, r_{п}$) и построим для них треугольники скоростей на входе в РК.

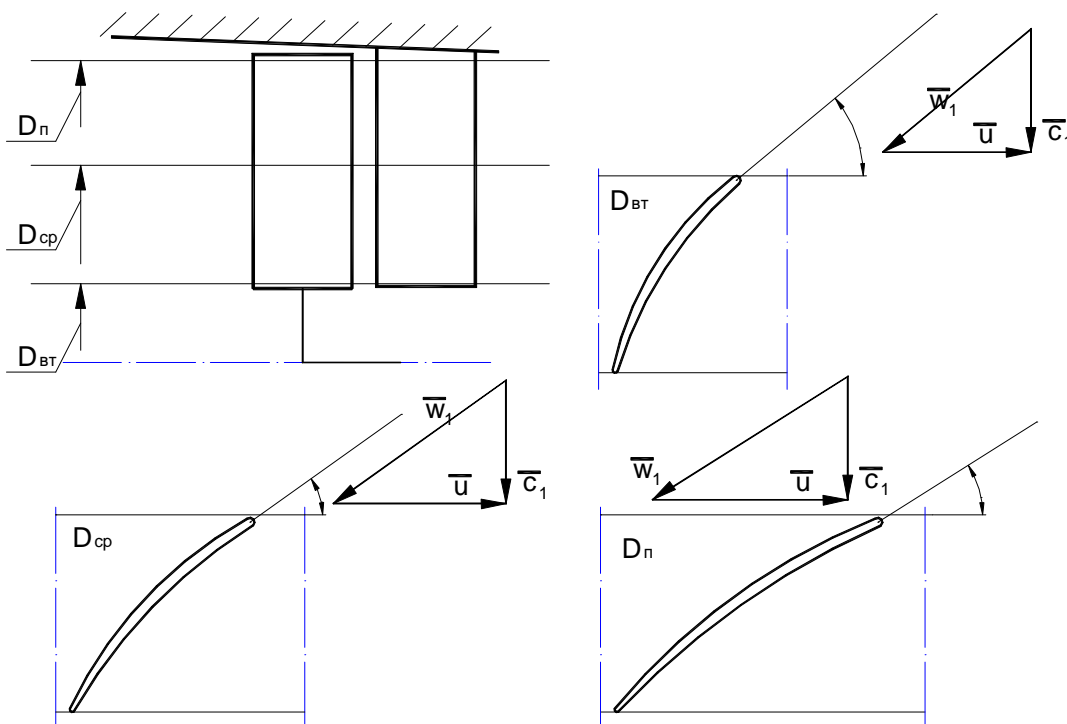


Рис.8.1

С увеличением радиуса возрастает окружная скорость $u = \omega \cdot r$. Если предположить, что скорость c_1 на входе в лопатку по высоте лопатки (т.е. по радиусу) не изменяется, то увеличение u вызывает уменьшение угла β_1 , т.е. этот угол уменьшается от корня к концу лопаток. Чтобы иметь оптимальный угол атаки по всей высоте лопатки, надо уменьшать лопаточные углы $\beta_{1л}$ от втулки к периферии лопаток.

Таким образом, для достижения высокого КПД ступени необходимо учитывать её работу в условиях трехмерного потока, т.е. учитывать изменения параметров потока в заданном сечении с изменением радиуса. Стараются спроектировать ступень так, чтобы течение рабочего тела в ней происходило по цилиндрическим коаксиальным поверхностям, когда радиальная составляющая скорости $c_r = 0$. Слоистое течение возможно даже при наличии роста давления по радиусу. Это

позволит использовать уравнение радиального равновесия
$$\frac{dp}{dr} = \rho \cdot \frac{c_U^2}{r}. \quad (1)$$

Оно показывает, как изменяется давление с изменением радиуса.

Из этого уравнения следует, что с увеличением радиуса давление растёт, и тем быстрее, чем больше ρ и центробежное ускорение $\frac{c_U^2}{r}$.

10.2. Уравнение связи осевой и окружной составляющих скорости

Чтобы установить изменение скорости потока по высоте лопаток, надо из уравнения радиального равновесия исключить величину давления. Для этого запишем уравнение сохранения энергии для струйки тока в осевом зазоре перед РК. Механическая работа в зазоре не совершается ($L = 0$), потерями пренебрегаем ($L_r = 0$), индексы 1 и 2 соответствуют входу в осевой зазор и выходу из него.

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = 0$$

В такой форме оно справедливо только вдоль поверхности (струйки) тока. Если принять допущение, что процесс изменения состояния для всех струек протекает по одной и той же политропе, то уравнение можно продифференцировать по радиусу

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + \frac{1}{2} \frac{dc^2}{dr} = 0$$

Подставим значение $\frac{dp}{dr}$ из уравнения радиального равновесия, получим $\frac{c_U^2}{r} + \frac{1}{2} \frac{dc^2}{dr} = 0$.

$$\text{Поскольку } c^2 = c_a^2 + c_U^2, \text{ то } \frac{c_U^2}{r} + \frac{1}{2} \frac{dc_a^2}{dr} + \frac{1}{2} \frac{dc_U^2}{dr} = 0 \quad (2)$$

Последнее уравнение даёт связь между скоростью потока в элементарной ступени и радиусом, на котором эта элементарная ступень расположена. Но в него входят две неизвестные величины – c_U и c_a . Поэтому для его решения одна из переменных должна быть задана. В лопаточных машинах обычно задаются законом изменения c_U вдоль радиуса, т.е. функцией $c_U = f(r)$. Такие зависимости называются законами закрутки. Чаще всего используют:

- закон постоянной циркуляции $c_U \cdot r = const$;
- закон постоянной реактивности $\rho = const$;
- закон твёрдого тела $\frac{c_U}{r} = const$.

10.3. Ступень с постоянной циркуляцией

Для осевых ступеней насосов наиболее часто задают зависимость $c_U \cdot r = const$ - закон постоянной циркуляции. Этот закон ещё называется законом свободного вихря. Он определяет условие безвихревого течения, когда внутреннее трение между отдельными слоями газа отсутствует, что обеспечивает меньшие потери энергии и больший КПД ступени по сравнению с другими законами закрутки.

У ступеней с постоянной циркуляцией выполняются следующие соотношения: $c_{1u} \cdot r = const$ и $c_{2u} \cdot r = const$.

Изменение кинематических параметров ступени

Рассмотрим сначала сечение 1-1 на входе в РК. Пронаблюдаем, как изменяются параметры потока с ростом радиуса.

c_{1u} : Если r возрастает, то c_{1u} уменьшается, это следует из закона закрутки.

c_{1a} : Подставим в уравнение (2.2) значение

$c_{1u} = const / r$, получим $\frac{dc_a^2}{dr} = 0$, следовательно,

$c_{1a} = const$ - не изменяется с увеличением радиуса.

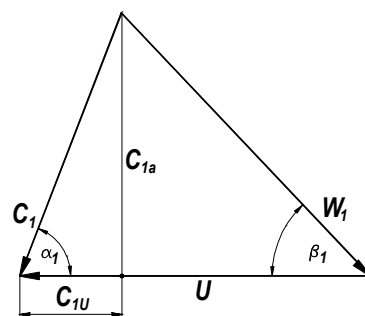


Рис. 8.2

c_1 : $c_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + c_{1u}^2}$, следовательно, если r возрастает, то c_1 уменьшается.

α_1 : Рассмотрим треугольник скоростей на входе в РК. $\alpha_1 = \arctg \frac{c_{1a}}{c_{1u}}$. С ростом радиуса c_{1u}

уменьшается, $\frac{c_{1a}}{c_{1u}}$ возрастает, следовательно, α_1 возрастает.

$$w_1: w_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + (u_1 - c_{1u})^2}$$

Если r возрастает $\rightarrow u_1$ возрастает, а c_{1u} убывает $\rightarrow (u_1 - c_{1u})$ возрастает $\rightarrow w_1$ увеличивается.

β_1 : $\beta_1 = \arctg \frac{c_{1a}}{(u_1 - c_{1u})}$ Если r возрастает $\rightarrow u_1$ возрастает, а c_{1u} убывает $\rightarrow (u_1 - c_{1u})$

возрастает $\rightarrow c_{1a}$ постоянна $\rightarrow \frac{c_{1a}}{(u_1 - c_{1u})}$ убывает $\rightarrow \beta_1$ уменьшается.

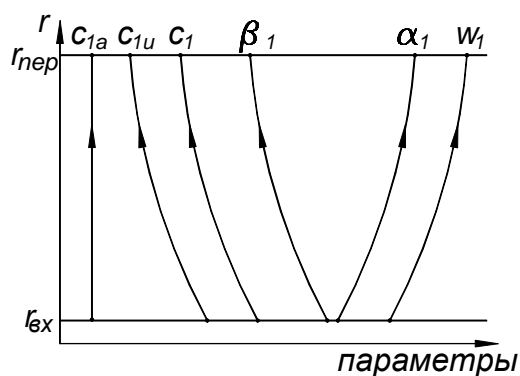


Рис.8.3

Рассмотрим сечение 2-2 на выходе из РК. Как изменяются параметры потока с ростом радиуса?

c_{2u} : Если r возрастает, то c_{2u} уменьшается, это следует из закона закрутки.

c_{2a} : Аналогично c_{1a} - $c_{2a} = const$ - не изменяется с увеличением радиуса.

c_2 : $c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2}$, следовательно, если r возрастает, то c_2 уменьшается.

α_2 : Рассмотрим треугольник скоростей на выходе из РК. $\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2a}}{c_{2u}}$.

С ростом радиуса c_{2u} уменьшается, $\frac{c_{2a}}{c_{2u}}$ возрастает, следовательно, α_2 возрастает.

w_2 : $w_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}$ Если r возрастает $\rightarrow u_2$ возрастает, а c_{2u} убывает $\rightarrow (u_2 - c_{2u})$ возрастает $\rightarrow w_2$ увеличивается.

β_2 : $\beta_2 = \arctg \frac{c_{2a}}{(u_2 - c_{2u})}$ Если r возрастает $\rightarrow u_2$ возрастает, а c_{2u} убывает $\rightarrow (u_2 - c_{2u})$ возрастает $\rightarrow c_{2a}$ постоянна $\rightarrow \frac{c_{2a}}{(u_2 - c_{2u})}$ убывает $\rightarrow \beta_2$

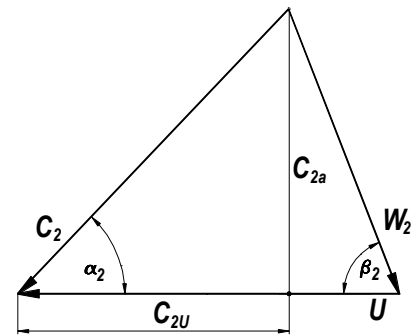


Рис. 8.4

уменьшается.

Картина изменения параметров аналогична.

Изменение общих параметров ступени

- Теоретический напор ступени $H_T = c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1 = c_{2u} \cdot u - c_{1u} \cdot u = \omega(c_{2u} \cdot r_2 - c_{1u} \cdot r_1)$
Таким образом, по закону закрутки $H_T = const$. Постоянство теоретического напора по радиусу обуславливает минимальный тепломассообмен между различными струйками рабочего тела на выходе из РК.
- Закрутка на лопатках РК. $H_T = c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1 = u(c_{2u} - c_{1u}) = u \cdot \Delta c_u$;
 Δc_u - закрутка потока на лопатках РК. $\Delta c_u = \frac{H_T}{u}$. С увеличением радиуса растёт окружная скорость, закрутка уменьшается.
- Степень реактивности. $\rho_{СТ} = 1 - \frac{c_{2u} + c_{1u}}{2u}$. С увеличением радиуса c_{2u} уменьшается, c_{1u} тоже уменьшается, u возрастает, следовательно, степень реактивности ступени $\rho_{СТ}$ увеличивается. Большое значение степени реактивности на периферии означает, что на периферийных участках РК есть большой перепад давления, что влечёт большие потери на утечку.

Достоинства и недостатки ступени с постоянной циркуляцией.

Закон профилирования $c_u \cdot r = const$ имеет следующие преимущества:

- отсутствие внутреннего трения между отдельными слоями газа, а отсюда и высокий КПД ступени;
- возможность выполнения конструкции без входного направляющего аппарата (поскольку допустим осевой вход).

Недостатки закона:

- интенсивное возрастание w_{1k} концу лопаток при длинных лопатках может привести к сверхзвуковому обтеканию лопаток на периферии;
- высокие утечки в радиальный зазор, вызванные ростом степени реактивности к периферии лопаток;

- возможность появления отрицательных значений степени реактивности у корня лопаток;
- сложность изготовления лопатки, так как её перо получается сильно закрученным.

Эти недостатки особенно сильно проявляются на относительно длинных лопатках. Поэтому обычно для лопаток первых ступеней компрессоров применяют другие законы закрутки, а закон постоянной циркуляции используют для профилирования средних и последних ступеней компрессоров.