

Московский государственный технический университет
им. Н.Э. Баумана

С.С. Панайотти

**ОСНОВЫ РАСЧЕТА
И АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ
С ВЫСОКОЙ ВСАСЫВАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТЬЮ**

*Утверждено методической комиссией
Калужского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана
в качестве учебного пособия
по курсу «Автоматизированное проектирование гидромашин»*

Москва
Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
2000

УДК 621.5 (075.8)
ББК 31.56
П16

Рецензент: д-р техн. наук *Б.В. Овсянников*
(Московский авиационный институт)

Панайотти С.С.

П16 Основы расчета и автоматизированное проектирование лопастных насосов с высокой всасывающей способностью: Учебное пособие. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2000.– 48 с., ил.

ISBN 5-7038-1631-9

Изложены результаты расчетов кавитационного обтекания решеток клинообразных пластин с кавернами бесконечной длины. На этой основе получены формулы для коэффициентов кавитации прямой и круговой решеток и разработан способ расчета срывного кавитационного запаса шнековых, шнекодиагональных и шнекоцентробежных колес. Параметры рабочих колес оптимизированы по частным критериям качества. Для оптимального проектирования рабочих колес лопастных насосов с высокой всасывающей способностью, КПД, низким уровнем кавитационных низкочастотных пульсаций давления и расхода и др. использован поисковый метод многокритериальной оптимизации.

Пособие предназначено для студентов специальности «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», выполняющих дипломное проектирование, и может быть полезно специалистам, занимающимся расчетом и проектированием лопастных насосов.

Ил. 37. Табл. 1. Библиогр. 34 назв.

УДК 621.5 (075.8)
ББК 31.56

ISBN 5-7038-1631-9

© Панайотти С.С., 2000
© Издательство МГТУ
им. Н.Э. Баумана, 2000

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

	a – эффективное стеснение;	(0.1)
$C = n\sqrt{Q}/(\Delta h/10)^{3/4}$	– кавитационный коэффициент быстроходности (кавитационный параметр Руднева);	(0.2)
	D, d – диаметр, м;	
$D_Q = \sqrt[3]{Q/n}$	– единичный диаметр;	(0.3)
$D_0 = D_r \sqrt{1 - \bar{d}^2}$	– приведенный входной диаметр, м;	(0.4)
	$\bar{d} = d/D$ – втулочное отношение;	(0.5)
	F – площадь, м ² ;	
$F_0 = \pi D_0^2/4$	– площадь меридианного потока в горловине колеса, м ² ;	(0.6)
$F_1 = 2 \pi R_{цл} l_{n1}$	– то же при входе на лопасть, м ² ;	(0.7)
$\bar{F}_1 = F_1/F_0$	– степень диффузорности входного участка рабочего колеса;	(0.8)
	H – напор, м;	
	H_T – удельная работа колеса (теоретический напор), м;	
	Δh – кавитационный запас на входе в насос, м;	
	K – коэффициент проекции силы;	
$K_0 = D_0/D_Q$	– коэффициент приведенного входного диаметра;	(0.9)
	L – длина хорды профиля, м;	
$N = \rho g Q H/\eta$	– потребляемая мощность, Вт;	(0.10)
$m = U_1/V_1$	– коэффициент режима;	(0.11)
	n – частота вращения, об/мин;	
$n_s = 3,65n\sqrt{Q}/H^{3/4}$	– коэффициент быстроходности;	(0.12)
	p – давление, Па;	
	$p_{нп}$ – давление насыщенного пара жидкости, Па;	
	Q – объемная подача, расход, м ³ /с;	
	r, R – радиус, м;	
$S = 2 \pi r t g \beta_{л}$	– ход винтовой поверхности, м;	(0.13)
	t – температура, °С;	
$T = 2 \pi r/z$	– шаг лопастей;	(0.14)
$U = \omega r$	– окружная (переносная) скорость, м/с;	(0.15)
	V, W – абсолютная, относительная скорость, м/с;	

$$\begin{aligned}
z & - \text{число лопастей;} \\
\alpha & - \text{угол абсолютного потока;} \\
\beta & - \text{угол относительного потока;} \\
\beta_{\text{л}} & - \text{угол установки лопасти;} \\
\gamma_0 & - \text{угол заострения входной кромки лопасти;} \\
\delta = \beta_{\text{л}} - \beta_1 & - \text{угол атаки;} & (0.16) \\
\bar{\delta} = \delta / \beta_{\text{л}} & - \text{относительный угол атаки;} & (0.17) \\
\psi \approx 1 - \sigma / T \sin \beta_{\text{л}} & - \text{коэффициент стеснения;} & (0.18) \\
\eta = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{о}} \eta_{\text{г}} & - \text{коэффициент полезного действия;} & (0.19) \\
\lambda & - \text{коэффициент кавитации, угол между линией} \\
& \text{тока и меридианным сечением средней} \\
& \text{поверхности лопасти;} \\
\rho & - \text{радиус, плотность;} \\
\sigma & - \text{толщина лопасти, м;} \\
\bar{\sigma} = \sigma / T & - \text{относительная толщина лопасти;} \\
\bar{\sigma}_1 = \sigma_1 / T_1 & - \text{относительная толщина входной кромки} & (0.20) \\
& \text{лопасти;} \\
\tau = L / T & - \text{густота решетки лопастей;} \\
\varepsilon = 2 g \Delta h / V_1^2 & - \text{безразмерный кавитационный запас;} & (0.21) \\
\omega = \pi n / 30 & - \text{угловая скорость, рад/с} & (0.22)
\end{aligned}$$

Индексы

вх – входа; г – гидравлический; доп – допускаемый; кр – критический; л – лопасти; м – механический; нп – насыщенного пара; о – объемный; ср – средний; т – теоретический; ц – центробежного колеса; ш – шнека; э – экспериментальный; m – меридианные составляющие скорости; u – окружные составляющие скорости;

1 – вход в шнек (колесо); 2 – выход из шнека (колеса); I, II, III – первый, второй, третий критический режим кавитации; $\bar{}$ – относительная величина

Сокращения

ЛТ – линия тока; ОСЦК – осецентрированное рабочее колесо; РК – рабочее колесо; СК – суперкавитирующий; ЦК – центробежное рабочее колесо; Ш – шнек

ВВЕДЕНИЕ

Повышение всасывающей способности лопастных насосов – это одно из главных направлений развития современного насосостроения. Лопастные насосы с высокими кавитационными коэффициентами быстроходности при заданных кавитационных запасах могут иметь большую частоту вращения, а при заданной частоте вращения они могут работать с меньшими кавитационными запасами. При увеличении частоты вращения уменьшаются габариты и масса одноступенчатых насосов. В многоступенчатых насосах сокращается число ступеней, что упрощает конструкцию, повышает надежность и также уменьшает габариты и массу насосов.

Применение на *ТЭС и АЭС конденсатных и питательных насосов* с малыми кавитационными запасами уменьшает капитальные затраты на строительство электростанции.

Повышение частоты вращения питательных насосов *судовых паротурбинных установок* позволяет создавать одноступенчатые турбонасосы на водяных гидродинамических подшипниках с консольным расположением рабочих колёс турбины и насоса. При этом уменьшается расстояние между подшипниками, возрастает жесткость ротора и уменьшаются габариты и масса насосов. Использование в этих установках шнекоцентробежных конденсатных насосов, способных работать с малыми подпорами, уменьшает габариты конденсационной установки.

Повышение кавитационных качеств *авиационных центробежных насосных агрегатов* позволяет уменьшить наддув топливных баков и увеличить дальность полёта или полезную нагрузку самолета.

Высокая всасывающая способность *насосов ракетных двигателей* дает возможность уменьшить давление наддува или увеличить частоту вращения вала ТНА, что снижает массу двигательной установки.

Насосы с высокой всасывающей способностью нужны для *криогенной техники, нефтеперерабатывающей, химической* и др. отраслей промышленности.

Помимо высокой всасывающей способности к лопастным насосам предъявляются и другие требования: высокий КПД, малая интенсивность кавитационных низкочастотных пульсаций давления и расхода, устойчивость к кавитационной эрозии и т.д. Поэтому задача проектирования лопастных насосов – многокритериальная.

Подводы и отводы насосов в этой работе не рассматриваются. Их рекомендуется проектировать в соответствии с [8, 17].

1. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ВСАСЫВАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ЛОПАСТНОГО НАСОСА

1.1. КАВИТАЦИОННАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Кавитационная характеристика лопастного насоса представляет собой зависимость напора H и потребляемой мощности N от кавитационного запаса на входе в насос при постоянной частоте вращения и подаче насоса (рис. 1.1). Кавитационный запас, отнесенный ко входу в насос,

$$\Delta h = (p_{\text{вх}} - p_{\text{нп}}) / \rho g + V_{\text{вх}}^2 / 2g. \quad (1.1)$$

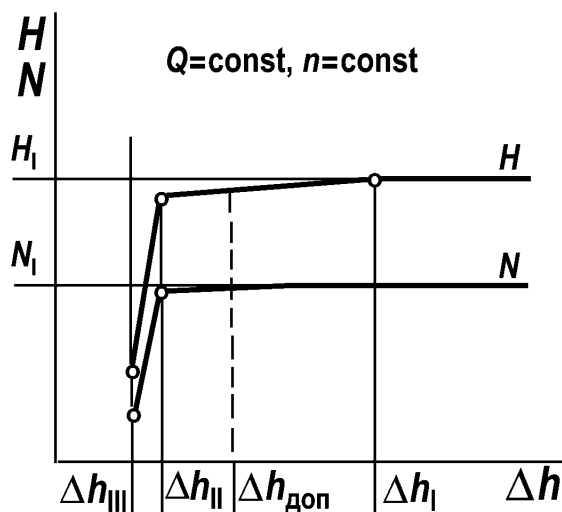


Рис. 1.1. Кавитационная характеристика

На кавитационной характеристике можно отметить несколько критических режимов кавитации. Первый (I) из них соответствует началу изменения напора или мощности, второй (II) – началу резкого падения этих параметров. При работе лопастного насоса на простой однокомпонентной жидкости, не содержащей примеси нерастворенного газа, в густых решетках лопастей рабочего колеса на этом режиме наблюдаются каверны, которые замыкаются на лопастях с образованием вихрей. Вихревые следы за кавернами размываются основным потоком до выхода из колеса. При последующем небольшом уменьшении кавитационного запаса каверны достигают выхода из колеса, а затем простираются и за его пределы, что сопровождается резким падением напора и мощности. Режим полностью развитого кавитационного течения с длинными кавернами, замыкающимися за рабочим колесом, является предельным третьим (III) критическим режимом – режимом суперкавитации. Напор и мощность на этом режиме достигают своих минимальных значений. Для рабочих колес с густыми решетками лопастей $\Delta h_{\text{III}} \approx \Delta h_{\text{II}}$. Допускаемый кавитационный запас связан с критическим соотношением

$$\Delta h_{\text{доп}} = k \Delta h_{\text{кр}}, \quad (1.2)$$

где $k > 1$ – коэффициент запаса.

Всасывающая способность лопастного насоса характеризуется критическим кавитационным коэффициентом быстроходности

$$C_{кр} = n\sqrt{Q}/(\Delta h_{кр}/10)^{3/4}, \quad (1.3)$$

который может вычисляться для I, II или III критического режима кавитации.

1.2. ПРОТОЧНЫЕ ПОЛОСТИ

Как правило, всасывающая способность лопастного насоса на расчетных режимах определяется рабочим колесом.

Высокую всасывающую способность имеют центробежные рабочие колеса с большой площадью входа на лопасть, т.е. с «перерасширенным входом». На рис. 1.2,а показано такое рабочее колесо первой ступени промышленного конденсатного насоса [29]. На расчетном режиме $C_{II}=1500$. Центробежные рабочие колеса с перерасширенным входом в насосах ЖРД, представленные на рис. 1.4 и 1.5, обеспечивают в среднем $C_{II} \cong 1700$, причем достигнуты $C_{II}=3000$ (рис. 1.26). Продление входных кромок лопастей в горловину рабочего колеса, как показано на

рис. 1.2,б, также увеличивает C_{II} . Таким способом для первых ступеней конденсатных и питательных насосов ТЭС и АЭС с проходным валом большого диаметра автору работы [11] удалось получить $C_{II}=1500 \dots 1600$.

Высокой всасывающей способностью обладают специальные осевые рабочие колеса – шнеки. Обычно они имеют входной участок с большим коэффициентом приведенного входного диаметра и малым втулочным отношением, малым числом прямых или слабоизогнутых на этом участке лопастей с тонкими входными кромками. Решетки шнека густые, $\tau > 1,5$. На втором критическом режиме кавитации шнек работает в режиме развитой кавитации с замыканием каверн внутри него. На рис. 1.3 приведены основные типы шнеков ЖРД согласно работе [31]. В отечественных насосах ЖРД нашли также применение ступенчатые шнеки и шнеки с увеличенным радиальным зазором, как показано на рис. 1.4 и 1.5. В последние годы на наружном диаметре шнеков конденсатных насосов Калужского турбинного завода устанавливаются неподвижные винтовые решетки лопастей с направлением нарезки, противоположным направлению вращения шнека (рис. 1.6). Такие устройства уменьшают кавитационные низкочастотные пульсации давления и расхода при малых подачах. Для повышения напора применяются шнеки с 2- и 3-рядными

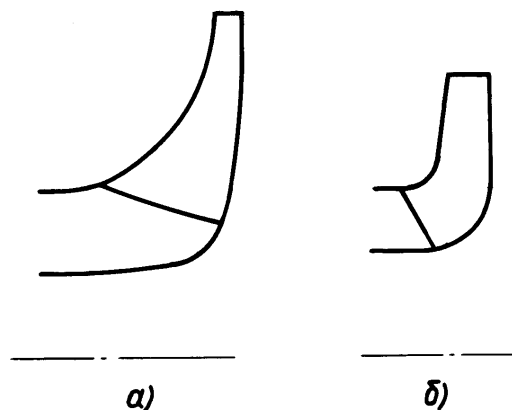


Рис. 1.2. Центробежные рабочие колеса с высокой всасывающей способностью по данным [29, 11]:

а – конденсатный насос ТЭС, $n_s=70$; *б* – питательный насос ТЭС, $n_s=100$

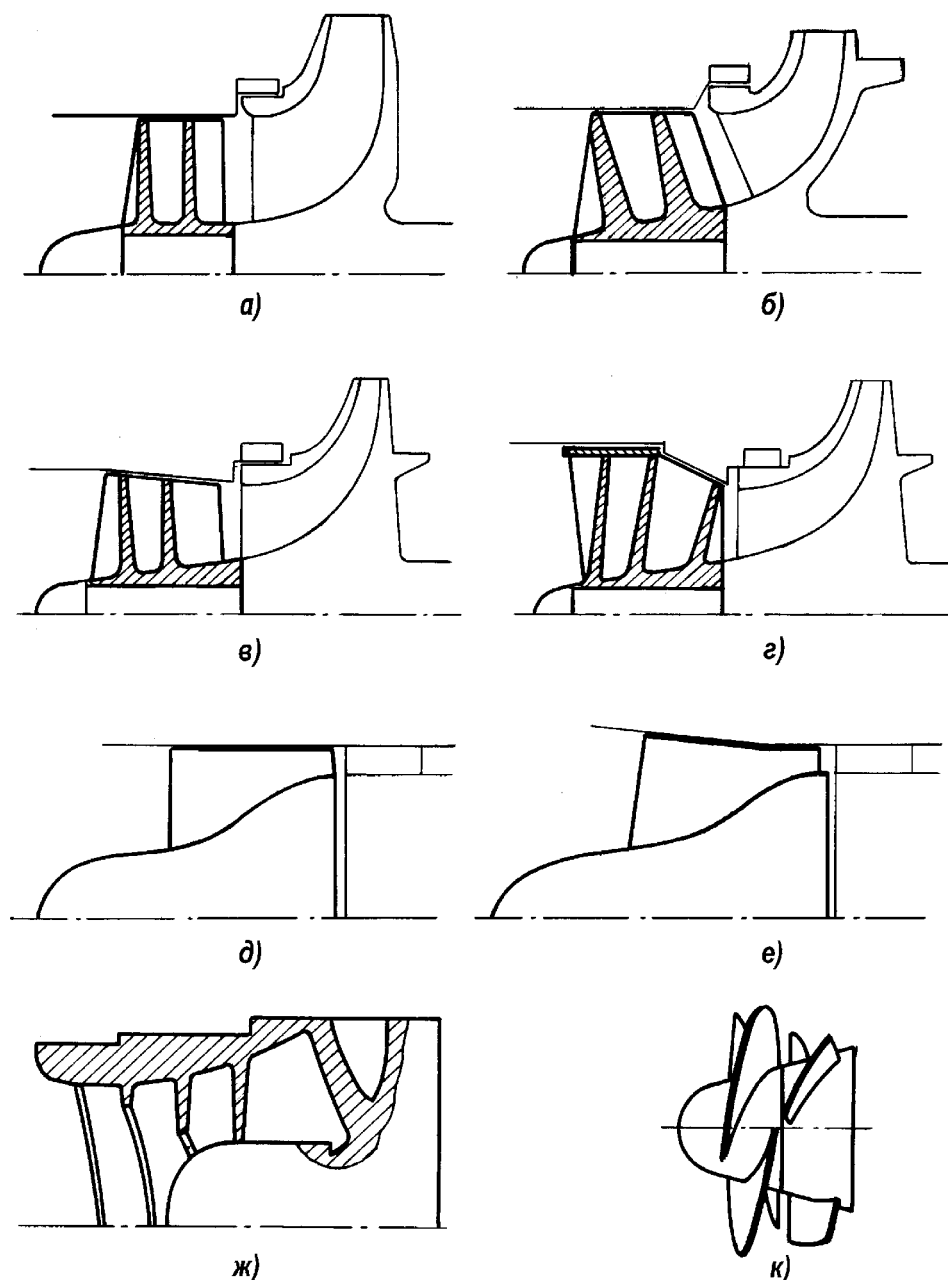


Рис. 1.3. Основные типы шнеков в насосах для ЖРД согласно работе [31]:

a – низконапорный цилиндрический шнек с цилиндрической втулкой; *б* – то же с конической втулкой; *в* – низконапорный конический шнек с конической втулкой; *г* – низконапорный шнек с бандажом; *д* – высоконапорный цилиндрический шнек с конической втулкой; *е* – высоконапорный конический шнек с конической втулкой; *ж* – безвтулочный шнек; *к* – двухрядный шнек

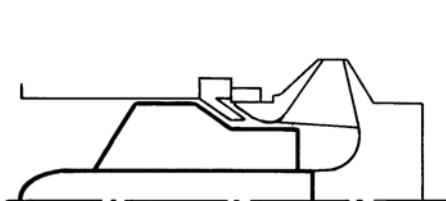


Рис. 1.4. Ступенчатый шнек [27]

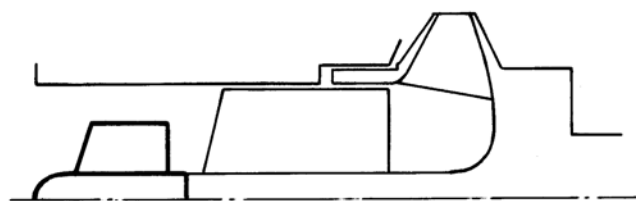


Рис. 1.5. Шнек с увеличенным радиальным зазором [18]

решетками лопастей. На рис. 1.3,к показан шнек с двумя последовательными рядами лопастей, а на рис. 1.8,в – с тремя параллельными.

Шнек может применяться как в качестве основного рабочего колеса, так и в качестве вспомогательного предвключенного.

На рис. 1.7 представлена проточная полость авиационного насоса для подачи топлива, рабочим колесом которого служит низконапорный шнек. Такие насосы имеют $C_{II} = 4000 \dots 5000$.

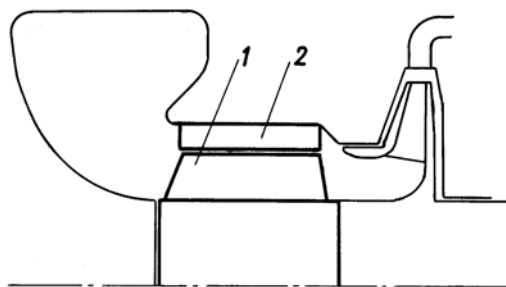


Рис. 1.6. Шнек с неподвижной решеткой [2]:

1 – шнек; 2 – решетка неподвижных винтовых лопастей

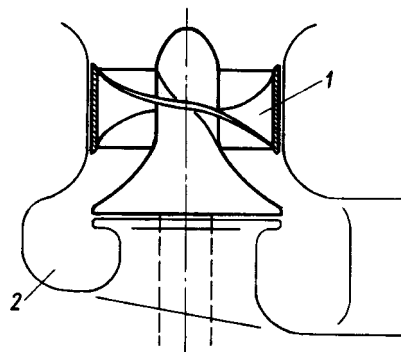


Рис. 1.7. Авиационный насос для подачи топлива [1]:

1 – шнек с бандажем; 2 – спиральный отвод

Шнеки с конической втулкой применяются в высокооборотных бустерных насосах с коэффициентом быстроходности $n_s = 180 \dots 450$, проточные полости которых приведены на рис. 1.8. По экспериментальным данным [5] высокие кавитационные качества этих насосов $C_{III} = C_{II} = C_I = 4000 \dots 4800$ сочетаются с высоким КПД, который составляет 76...78%.

Шнеки широко используются в качестве предвключенных в шнекоцентробежных насосах (рис. 1.3). Согласно [27] кавитационный коэффициент шнекоцентробежных насосов может достигать $C_{II} = 6000$.

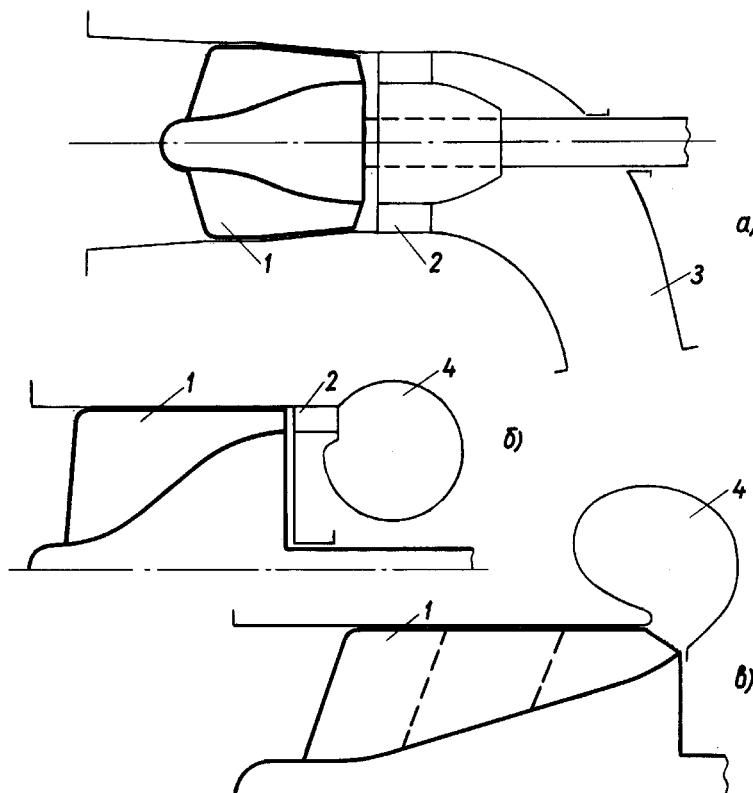


Рис. 1.8. Бустерные насосы [5, 13, 17]:

1 – шнек; 2 – лопаточный отвод; 3 – отводящее колено; 4 – спиральный отвод

На рис. 1.9, заимствованном из работы [17], приведена проточная полость высокооборотного шнекоосевого насоса, в котором в качестве предвключенного рабочего колеса также используется шнек с конической втулкой.

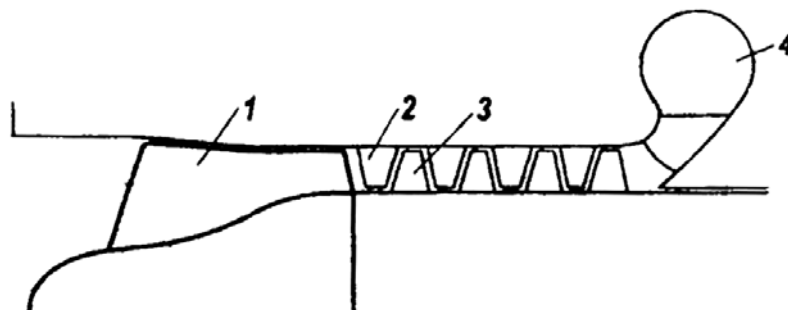


Рис. 1.9. Высокооборотный шнекоосевой многоступенчатый насос [17]:

1 – предвключенный шнек; 2 – лопаточный отвод; 3 – осевое колесо; 4 – спиральный отвод

Лопастные системы шнека и диагонального рабочего колеса можно объединить в единую двухрядную решетку лопастей (рис. 1.10). По данным [13] такой шнекодиагональный насос обладает достаточно высокой всасывающей способностью $C_{II}=3000$, а его КПД равен 77%. Аналогичный способ повышения всасывающей способности можно применить и для центробежных рабочих колес, как показано на рис. 1.11.

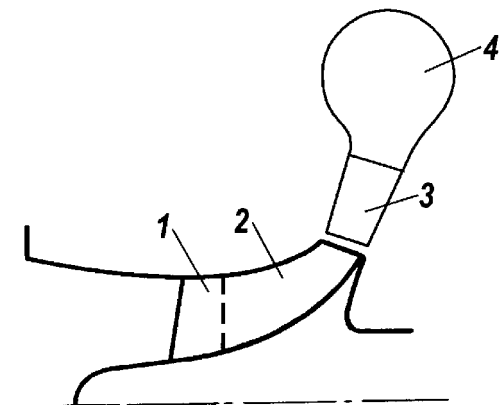


Рис. 1.10. Шнекодиагональный насос с двухрядной решеткой лопастей [19]:

1 – шнек; 2 – диагональное колесо; 3 – лопаточный отвод; 4 – спиральный отвод

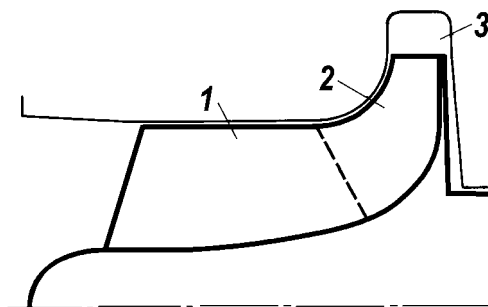


Рис. 1.11. Шнекоцентробежный насос с двухрядной решеткой лопастей:

1 – шнек; 2 – центробежное колесо; 3 – спиральный отвод

Повышенной всасывающей способностью и стойкостью к кавитационной эрозии обладают суперкавитирующие рабочие колеса. Такие СК-колеса применяются в качестве предвключенных в центробежных насосах (рис. 1.12) или в качестве основных рабочих колес в осевых насосах. В отличие от шнеков, СК-колеса имеют редкие решетки лопастей. Длина каверны превышает длину лопасти, каверна замыкается в потоке за колесом,

что и уменьшает интенсивность кавитационной эрозии. Критический кавитационный коэффициент быстроходности центробежных насосов с предвключенными СК-колесами $C_{кр} \leq 3500$. В силу ряда недостатков эти рабочие колеса пока не получили широкого применения.

Высокий $C_{II} > 5000$, рассчитанный по частоте вращения основного высокооборотного вала, имеют лопастные насосы, у которых рабочее колесо первой ступени вращается с меньшей частотой, чем частота вращения основного вала. На рис. 1.13 приведена схема такого насоса [15].

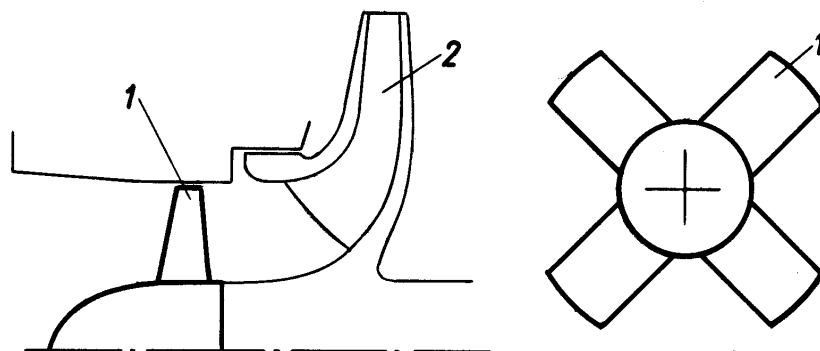


Рис. 1.12. СК-колесо в центробежном насосе для сжиженного газа [32]:
1 – СК-колесо; 2 – центробежное колесо

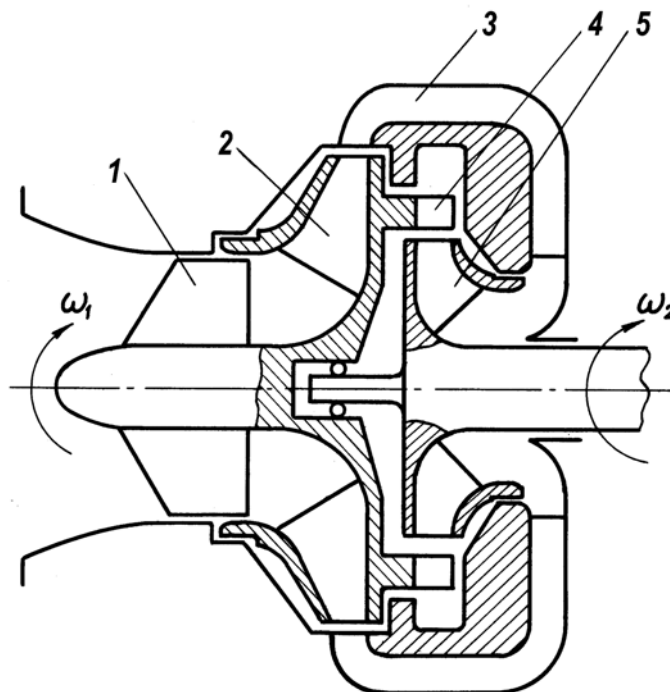


Рис. 1.13. Насос с низкооборотной шнекоцентробежной ступенью [15]:

1 – шнек первой ступени; 2 – центробежное рабочее колесо первой ступени; 3 – лопаточный отвод; 4 – гидротурбинное рабочее колесо; 5 – высокооборотное центробежное рабочее колесо второй ступени

1.3. КАВИТАЦИОННЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ И КОЭФФИЦИЕНТЫ КАВИТАЦИИ

Пространственную решетку колеса представляем как совокупность элементарных решеток на осесимметричных поверхностях тока равноскоростного меридианного потока (рис. 1.14). Давление на каждой поверхности тока при входе в рабочее колесо предполагается постоянным, т.е. не зависящим от угловой координаты (вдоль радиуса давление может быть и переменным).

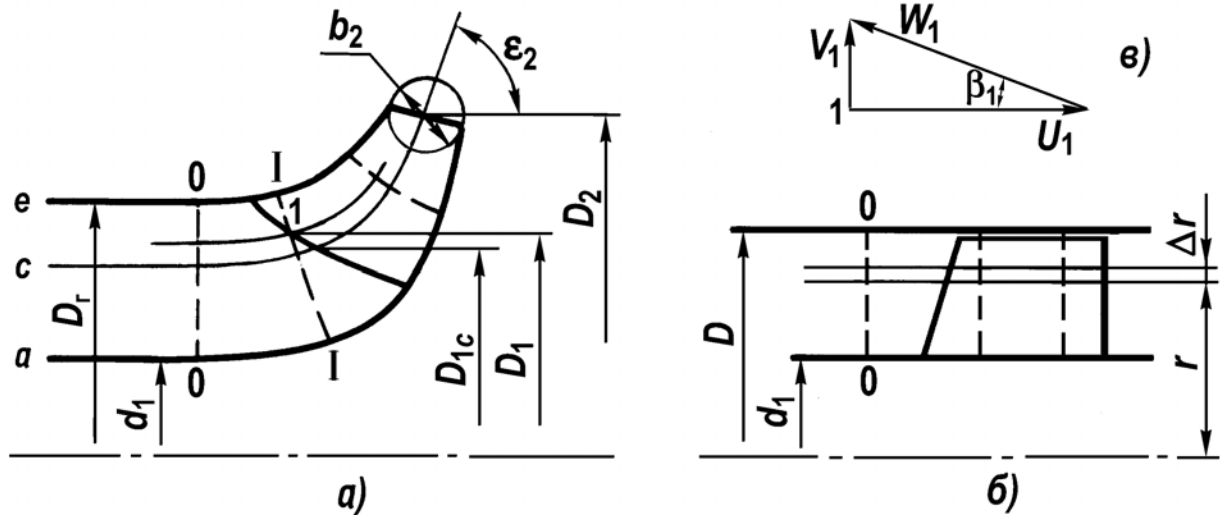


Рис. 1.14. Центробежное (а) и осевое (б) рабочие колеса и треугольник скоростей (в) на входе:

— — — — — линии тока равноскоростного меридианного потока; — — — — — нормальные линии

Известно [8], что для решетки на какой-либо поверхности тока

$$2g\Delta h_{кр} = V_1^2 + \lambda_{кр} W_1^2, \quad (1.4)$$

где коэффициент кавитации

$$\lambda_{кр} = (W_{кр}/W_1)^2 - 1. \quad (1.5)$$

Все величины в этих уравнениях отнесены к точке 1 непосредственно перед входной кромкой. Ограничиваясь случаем нулевого момента скорости при входе в рабочее колесо, из треугольника скоростей на рис. 1.14, в получим $W_1^2 = V_1^2 + U_1^2$. Подставим относительную скорость в уравнение (1.4) и запишем его в виде:

$$2g\Delta h_{кр} / V_1^2 = \varepsilon_{кр} = 1 + \lambda_{кр} (1 + m^2), \quad (1.6)$$

где коэффициент режима

$$m = U_1 / V_1 = 1 / \tan \beta_1. \quad (1.7)$$

Так как скорости $U_1 = \pi D_1 n / 60$, $V_1 = 4Q / \pi D_0^2 \eta_0 \bar{F}_1$, а коэффициент приведенного входного диаметра $D_0 = K_0 \sqrt[3]{Q/n}$, то коэффициент режима $m = 0,0411 \bar{F}_1 \eta_0 D_1 K_0^3 / D_0$, или

$$m = 0,0411 \bar{F}_1 \eta_0 \frac{D_1}{D_r} \frac{1}{\sqrt{1 - \bar{d}_1^2}} K_0^3, \quad (1.8)$$

где η_0 – объемный КПД, $\bar{F}_1 = F_1/F_0$ – отношение площадей сечений равно-скоростного меридианного потока (степень диффузорности входного участка РК). Подставляя соответствующие величины в уравнение (1.3), найдем

$$C_{кр} = 36,5 (K_0 \sqrt{\bar{F}_1 \eta_0} / \sqrt[4]{\varepsilon_{кр}})^3. \quad (1.9)$$

Эта зависимость справедлива для любого критического режима кавитации. Для расчета $C_{кр}$ по приведенным выше уравнениям еще необходимо найти коэффициенты кавитации элементарных решеток.

1.3.1. Коэффициент кавитации прямой решетки пластин

Рассмотрим относительное установившееся суперкавитационное течение, соответствующее III критическому режиму кавитации, в шнеке постоянного хода. Тонкий цилиндрический слой толщиной Δr произвольного радиуса r разворачиваем на плоскость. Получаем бесконечную прямую решетку клинообразных пластин длиной L , шагом T , толщиной σ с углами заострения и установки γ_0 и $\beta_{л}$ соответственно (рис. 1.15).

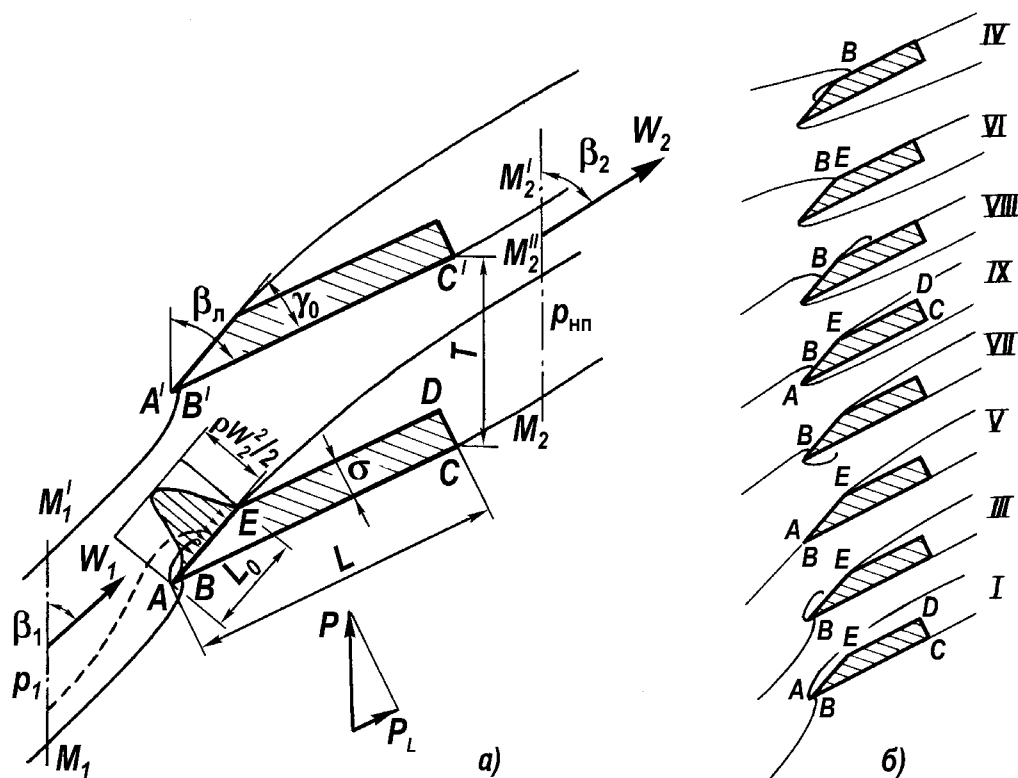


Рис. 1.15. Решетка пластин с острыми кромками (а) и варианты ее обтекания (б)

На практике наибольшее распространение получили пластины с двумя формами входных кромок (рис. 1.16). В случае а) притупление ребер A и E значительно меньше толщины пластины, им можно пренебречь – это решетка с острыми кромками (угол γ_0 обычно равен углу $\beta_{л}$). В случае б) ребро A закругляется радиусом, равным половине толщины входной кромки, как по-

казано на рис. 1.16,б. Эта решетка – решетка с закругленной входной кромкой (угол γ_0 обычно меньше угла β_n).

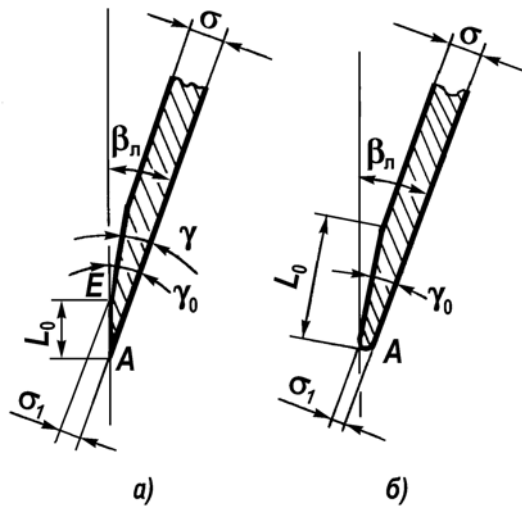


Рис. 1.16. Формы входной кромки лопасти:

a – с острыми кромками; *б* – закругленная

Согласно работе [22] при различных направлениях набегающего потока в решетке с острыми кромками возможны разные варианты суперкавитационного обтекания, показанные на рис. 1.15,б. Для каждого варианта представлена картина течения около одной лопасти. По рис. 1.15,б можно проследить, как при последовательном уменьшении угла атаки точка разветвления *B* потока постепенно перемещается к точке *E* и как меняется картина обтекания. Вариант I – обтекание решетки тонких пластин, вариант V – обтекание решетки клиньев и т.д. В промежуточных вариантах III, VII, VIII и IV на тыльной и лицевой сторонах лопасти имеются локальные каверны.

Рассмотрим какой-либо вариант обтекания, например, третий. Жидкость считаем невязкой и несжимаемой, а давление в каверне равным давлению насыщенного пара $p_{\text{нп}}$ при температуре жидкости. Найдем проекцию P_L силы, приложенной к пластине, на направление *ABC*. Действующая на пластину сила P равна интегралу избыточных давлений $p - p_{\text{нп}}$ вдоль ее поверхности. Проекцию P_L этой силы на направление пластины представим как

$$P_L = K \sigma \rho W_2^2 / 2, \quad (1.10)$$

где K – коэффициент проекции силы, зависящий от направления потока перед решеткой и ее геометрических параметров. Проекцию P_L дает лишь сила, приложенная к плоскости *AE* входной кромки. Во всех вариантах обтекания (кроме I) на этой поверхности располагается точка разветвления с нулевой скоростью. Избыточное давление в этой точке $p_{\text{max}} - p_{\text{нп}} = \rho W_2^2 / 2$. На поверхности *AE* имеет место некоторое распределение давлений, превышающих давление $p_{\text{нп}}$ в каверне. Оно схематически показано на рис. 1.15,а.

Следуя работе [22], составим уравнения энергии и количеств движения в проекции на направление *ABC* лопасти для замкнутой области потока в виде полосы $M_1 M_2 M_2' M_1' M_1$ шириной T , из которой удалена лопасть. Получим уравнение для приведенной входной скорости $\bar{W} = W_1 / W_{\text{кр}} = W_1 / W_2$:

$$\bar{W}^2 \sin(\beta_n - 2\delta) - 2\bar{W} \sin(\beta_n - \delta) \cos(\beta_n - \beta_2) + \sin\beta_n - a = 0, \quad (1.11)$$

где эффективное стеснение потока

$$a = P_L / (\rho T W_2^2 / 2) = K \sigma / T = K \bar{\sigma} \quad (1.12)$$

и введено обозначение для относительной толщины

$$\sigma/T = \bar{\sigma}. \quad (1.13)$$

Ограничиваясь случаем густой решетки, когда $\beta_2 = \beta_{\text{л}}$, разделим уравнение (1.11) на $\bar{W}^2$, найдем $1/\bar{W}$ и подставим эту величину в уравнение (1.5). Тогда коэффициент кавитации

$$\lambda_{\text{III}} = \left[\frac{\sin(\beta_{\text{л}} - \delta) + \sqrt{\sin^2 \delta + a_0 \sin \beta_{\text{л}} \sin(\beta_{\text{л}} - 2\delta)}}{(1 - a_0) \sin \beta_{\text{л}}} \right]^2 - 1 = f(\delta, \beta_{\text{л}}, a_0), \quad (1.14)$$

где $a_0 = a/\sin \beta_{\text{л}}$. Подставляя в это уравнение $\beta_{\text{л}} = \beta_1 + \delta$ и a_0 , получим

$$\lambda_{\text{III}} = \left[\frac{\sin \beta_1 + \sqrt{\sin^2 \delta + a \sin(\beta_1 - \delta)}}{\sin(\beta_1 + \delta) - a} \right]^2 - 1 = \varphi(\delta, \beta_1, a). \quad (1.15)$$

Зависимость (1.14) удобна для анализа экспериментальных данных и поверочных расчетов решеток заданной геометрической формы, зависимость (1.15) – для проектировочных расчетов.

Графики функции (1.14) приведены на рис. 1.17. Предельному значению $a_0 = 0$ соответствует решетка бесконечно тонких пластин. Видно, что при $\beta_{\text{л}} = \text{const}$ коэффициент кавитации увеличивается при увеличении параметра a_0 , связанного с относительной толщиной лопасти. С увеличением угла атаки лопасти с большими a_0 коэффициент кавитации монотонно уменьшается. Для малых a_0 зависимость носит более сложный характер.

С помощью уравнения (1.15) выясним, как будет изменяться λ_{III} при изменении угла установки лопасти $\beta_{\text{л}} = \beta_1 + \delta$ в потоке заданного направления $\beta_1 = \text{const}$ при условии, что $a = \text{const}$. Такая задача возникает, например, при проектировочном расчете шнека, когда известны направление потока и эффективное стеснение и выбирается угол установки лопасти. Зависимость $\lambda_{\text{III}} = \varphi(\delta, \beta_1, a)$ представлена на рис. 1.18. При увеличении угла установки лопасти от $\beta_{\text{л}} = \beta_1$, которому соответствует $\delta = 0$, коэффициент кавитации уменьшается, при некотором δ достигает минимума, а затем возрастает. Угол атаки, при котором $\lambda_{\text{III}} = \lambda_{\text{min}}$, назовем оптимальным $\delta_{\text{опт}}$. Ему соответствует оптимальный угол установки лопасти:

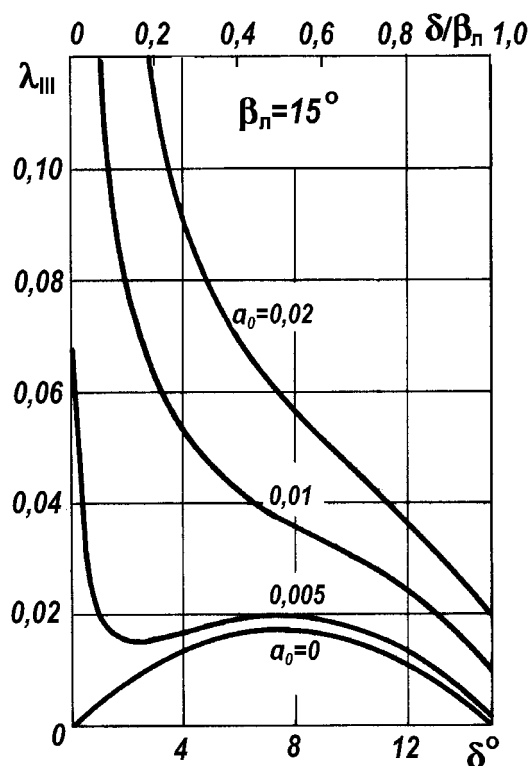


Рис. 1.17. Зависимость $\lambda_{\text{III}} = f(\delta, \beta_{\text{л}}, a_0)$

$$\beta_{л.опт} = \beta_1 + \delta_{опт}. \quad (1.16)$$

Найденные из уравнения (1.15) итерационным численным методом функции

$$\delta_{опт} = F(\beta_1, a) \text{ и } \lambda_{мин} = \Phi(\beta_1, a) \quad (1.17)$$

представлены на рис. 1.19.

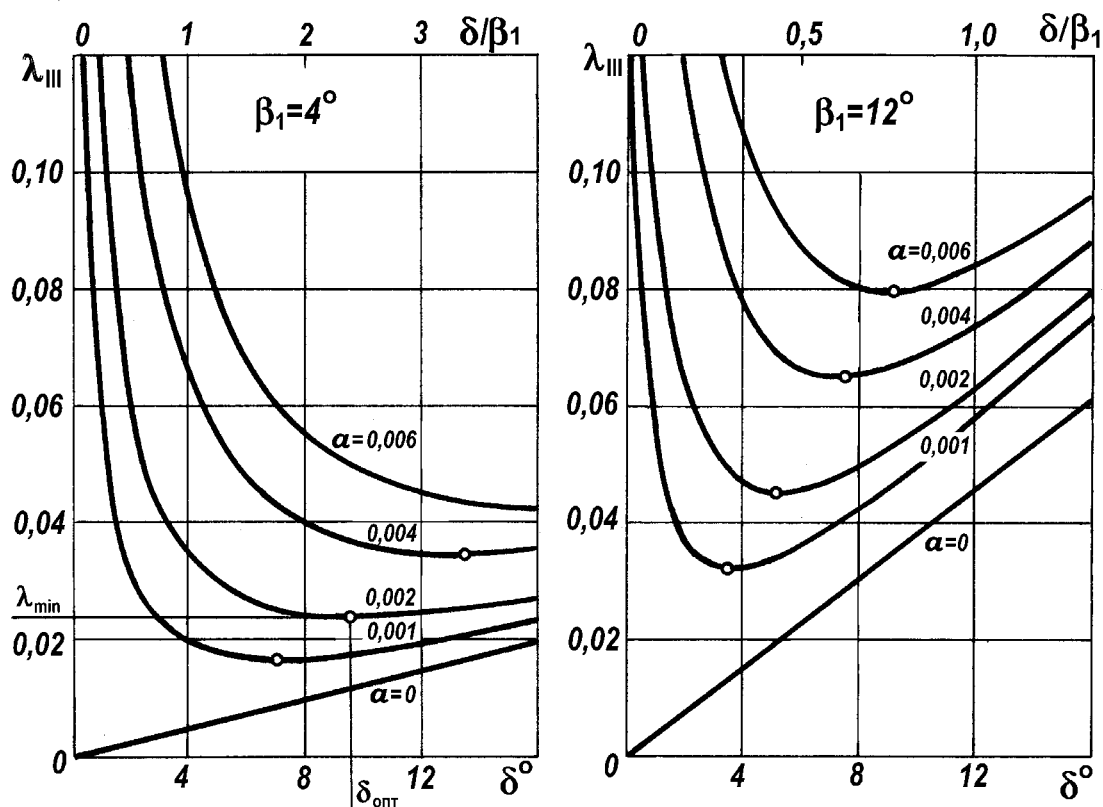


Рис. 1.18. Зависимость $\lambda_{III} = \varphi(\delta, \beta_1, a)$

Разложим функцию (1.15) в ряд по степеням a и ограничимся его двумя первыми членами. Полагая косинусы малых углов равными единице и заменяя синусы углов самими углами, получим приближенную формулу

$$\lambda_{III} \approx \sin \beta_1 \sin \delta + a / \sin \delta. \quad (1.18)$$

В интервалах $5^\circ \leq \beta_{л} \leq 30^\circ$, $0,2 \leq \bar{\delta} \leq 0,9$ и $0 \leq a \leq 0,02$ формула (1.18) занижает коэффициент кавитации не более чем на 10% по сравнению с точной формулой (1.15), что вполне допустимо для простого приближенного соотношения. Первое слагаемое в формуле (1.18) – коэффициент кавитации $\lambda_{III0} \approx \sin \beta_1 \sin \delta$ решетки бесконечно тонких пластин. Второе слагаемое учитывает конечную толщину входной кромки и при малых толщинах может рассматриваться как поправка. На рис. 1.20 приведена эта зависимость. С увеличением угла атаки коэффициент кавитации решетки тонких пластин увеличивается, а поправка на толщину уменьшается. Это и обуславливает минимум суммы. Так как $a / \sin \delta \approx a / \bar{\delta} \sin \beta_{л}$, то для заданного режима работы $\bar{\delta} = \text{const}$ решетки с большими углами установки менее чувствительны к изменению толщины входных кромок, чем с малыми.

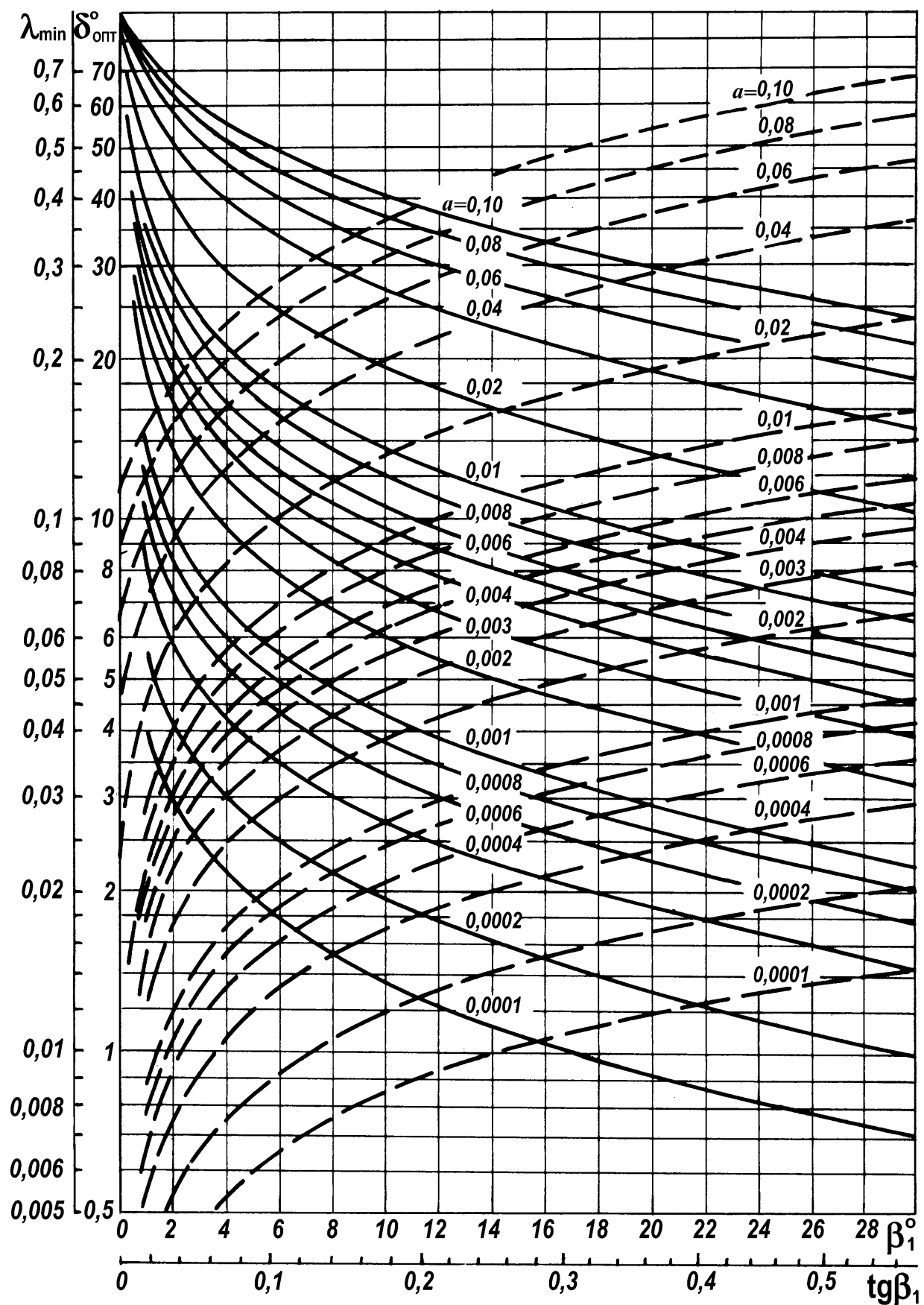


Рис. 1.19. Оптимальные углы атаки (—) и минимальные коэффициенты кавитации (- - -)

Дифференцируя функцию (1.18) по переменной δ (при постоянных β_1 и a) и приравнявая результат нулю, имеем следующие приближенные формулы для оптимального угла атаки и минимального коэффициента кавитации:

$$\delta_{\text{опт}} \approx \arcsin \sqrt{a / \sin \beta_1}, \quad (1.19)$$

$$\lambda_{\text{min}} \approx 2\sqrt{a \sin \beta_1}, \quad (1.20)$$

причем $a < \sin \beta_1$.

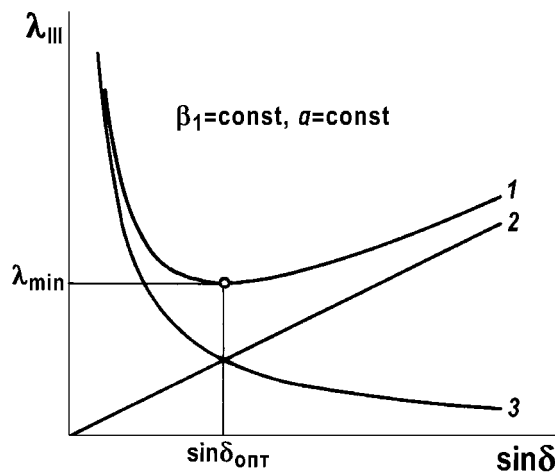


Рис. 1.20. Приближенная формула для коэффициента кавитации:

1 – λ_{III} ; 2 – $\lambda_{\text{III}0} \approx \sin \beta_1 \sin \delta$; 3 – $a / \sin \delta$

В заключение отметим следующее. Хотя на рис. 1.15 и изображена решетка с острыми кромками, уравнение (1.10) и основное уравнение для приведенной скорости (1.11) остаются справедливыми для решеток пластин с любыми другими формами входных кромок.

Выясним далее, при каких условиях получается обтекание решетки по тому или иному варианту и каковы при этом коэффициенты силы.

Обтекание решетки с острыми кромками можно рассчитать методом годографа скорости, изложенным в работе [9].

В варианте I тыльная сторона пластины располагается внутри каверны, лопасть обтекает как тонкая (рис. 1.15,б). Для определения минимального угла атаки, при котором еще имеет место обтекание по этому варианту, находим границу такой каверны, которая касается пластины в точке E . Рассмотрим форму свободной линии тока, или границы каверны в густой решетке пластин. Применяя метод годографа скорости, С.С. Руднев нашел координаты h и l текущей точки F на границе каверны (рис. 1.21,а). При $l \rightarrow \infty$ размер каверны h стремится к своему максимальному значению $h_m = \bar{W}T \sin \delta \approx T \sin \delta$. На рис. 1.21,б эта граница изображена в безразмерных координатах h/h_m и $\bar{l} = l/T$ при разных относительных углах атаки $\bar{\delta} = \delta/\beta_{\text{л}}$. В правой части этого рисунка в увеличенном масштабе показана граница ка-

верны в окрестности входной кромки A . В начальной части каверна весьма тонкая. В безразмерных координатах ее форма почти не изменяется при изменении углов атаки и установки лопасти. Так как эта граница достаточно хорошо аппроксимируется прямой AK , которая наклонена к оси x под углом $j = \arctg(h_m/T) \approx \delta$, то приближенные условия обтекания по варианту I можно записать так:

$$\bar{h}_m = T \sin \delta / \sigma \geq 1, \quad (1.21)$$

$$\delta \geq \gamma_0. \quad (1.22)$$

При этом коэффициент проекции силы $K=0$.

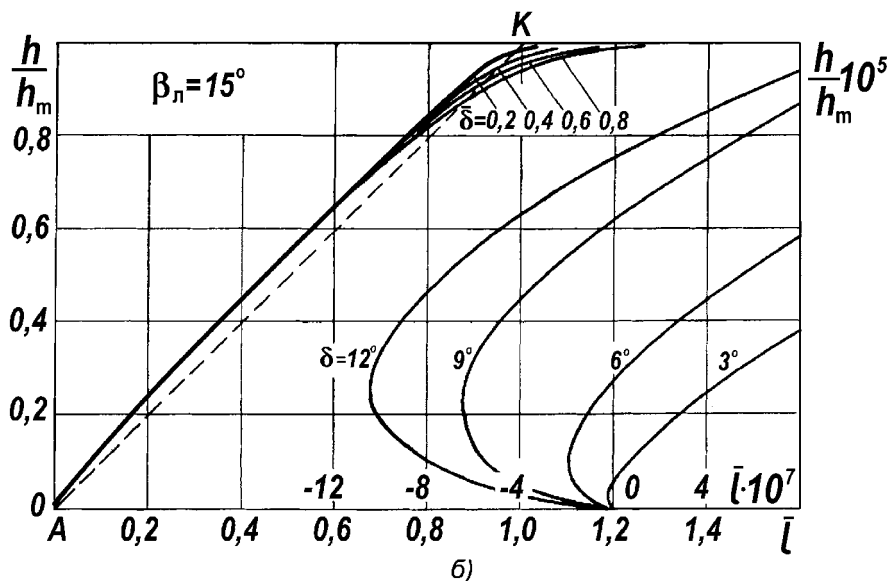
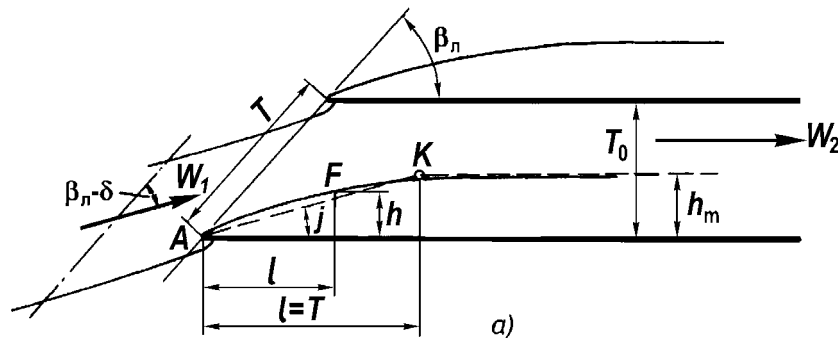


Рис. 1.21. Граница каверны в густой решетке тонких пластин

В варианте IX поток отрывается в точках A и E входной кромки и не касается пластины, как показано на рис. 1.15,б. В вариантах V и VI обтекания точка B разветвления потока совпадает с вершинами клина A и E соответственно. Для всех трех вариантов найдены зависимости $\delta = f(\bar{\sigma}, \beta_1, \gamma_0)$ и $K = \varphi(\bar{\sigma}, \beta_1, \gamma_0)$. В промежуточных вариантах обтекания III, VII, и VIII с локальными кавернами на входной кромке коэффициент силы получен интерполяцией с помощью кубических сплайнов. Для частного случая $\gamma_0 = \beta_n$ результаты представлены на рис. 1.22. При больших относительных углах ата-

ки $\bar{\delta}$ граница каверны не касается верхней стороны пластины и $K=0$. По мере уменьшения угла атаки вариант I обтекания сменяется вариантом V и далее IX, а коэффициент силы K увеличивается.

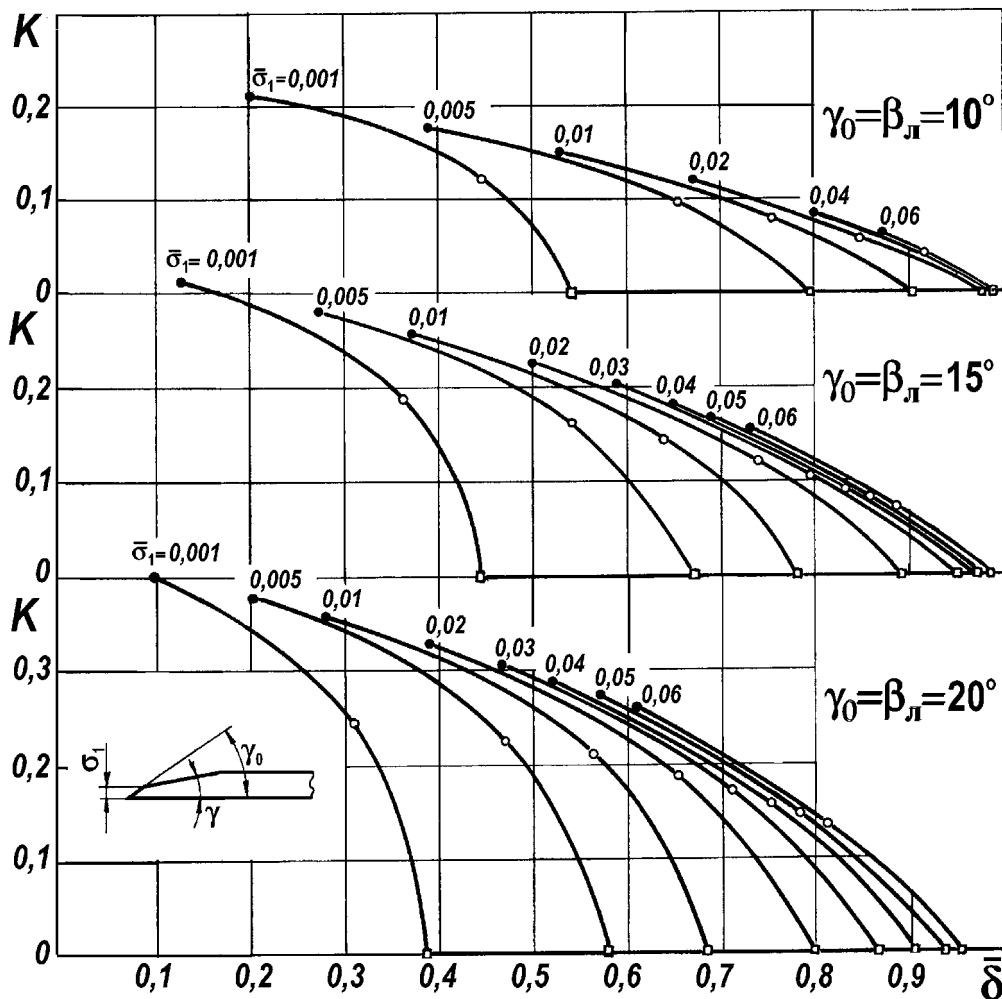


Рис. 1.22. Зависимость $K=f(\bar{\delta}, \bar{\delta}_1, \beta_\lambda)$ для частного случая $\gamma_0 = \beta_\lambda$:

□ – I вариант; ○ – V вариант; ● – IX вариант

В решетке пластин с закругленной входной кромкой также наблюдаются разные варианты суперкавитационных течений. Ограничимся такими вариантами обтекания, когда тыльная сторона пластины целиком размещается внутри каверны (рис. 1.23). Можно предположить, что они имеют место, если выполняются условия (1.21) и (1.22), причем форма тыльной стороны не играет роли.

При больших положительных углах атаки поток отрывается в точках A входной кромки и C выходной кромки пластины (вариант I). Если уменьшить угол атаки, то на лицевой стороне пластины появится локальная каверна длиной l_{FG} (вариант VII). При дальнейшем уменьшении угла атаки длина l_{FG} возрастает, лицевая сторона прекращает соприкасаться с жидкостью и с потоком взаимодействует только участок AF входной кромки пластины между

точками отрыва A и F (вариант IX). Проекция P_L действующей на пластину силы P зависит от распределения избыточных (над давлением в каверне) давлений на участке кромки AF . Используя теорию подобия, можно доказать, что вышеупомянутая проекция определяется уравнением (1.10) с заменой σ на σ_1 , а коэффициент силы для густой решетки зависит от трех параметров: $K=f(\bar{\delta}, \bar{\sigma}_1, \beta_n)$. С увеличением угла атаки $\bar{\delta}$ и переходом от варианта IX к VII эпюра давлений не меняется, а лишь поворачивается вокруг центра окружности входной кромки. Поэтому можно предположить, что коэффициент силы K будет мало изменяться в вариантах IX и VII (малые углы атаки) и уменьшаться, благодаря перемещению точки отрыва A к лицевой стороне пластины с переходом к обтеканию по варианту I (большие углы атаки). Подобное качественное рас-

смотрение свидетельствует о том, что при изменении σ_1 и β_n также не приходится ожидать существенного изменения этого коэффициента. Поэтому при встречающихся на практике сравнительно малых $\bar{\delta}$, $\bar{\sigma}_1$ и β_n коэффициент $K \approx \text{const}$. Это предположение подтвердилось, и по экспериментальным данным [15, 25, 27] и др. для среднегеометрического входного радиуса одиночных и предвключенных шнеков с постоянной по ширине (радиусу) толщиной $\sigma_1 = \text{const}$ в диапазоне относительных углов атаки $0,3 \leq \bar{\delta} \leq 0,7$ коэффициент

$$K_c = 0,15. \quad (1.23)$$

В том же диапазоне углов атаки для шнеков с переменной по ширине (радиусу) толщиной входной кромки $\sigma_1 = \text{var}$ коэффициент

$$K = 0,18 \quad (1.24)$$

независимо от радиуса.

В настоящее время предложены различные способы для расчета срывного кавитационного запаса шнекоцентробежных насосов. Можно доказать, что, несмотря на внешнее различие соответствующих формул, многие из них являются частным случаем формулы (1.14). Поэтому для последующих расчетов всасывающей способности и оптимизации параметров шнековых, шнекодиагональных и шнекоцентробежных насосов будем применять эту формулу.

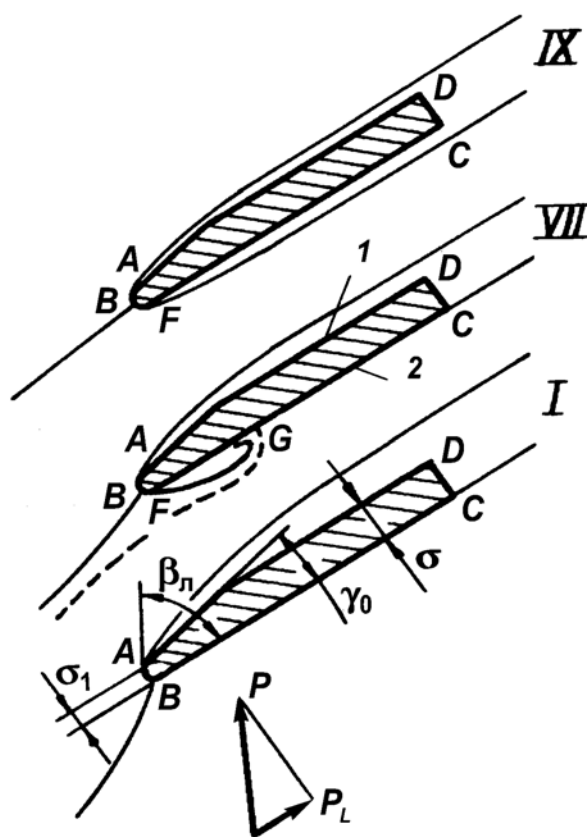


Рис. 1.23. Варианты обтекания решетки пластин с закругленной входной кромкой: 1 – лицевая сторона; 2 – тыльная сторона

1.3.2. Коэффициент кавитации круговой решетки центробежного рабочего колеса

Коэффициент кавитации для срывного режима центробежных рабочих колес зависит от положения входных кромок лопастей. По этому признаку рабочие колеса можно разделить на три типа (рис. 1.24).

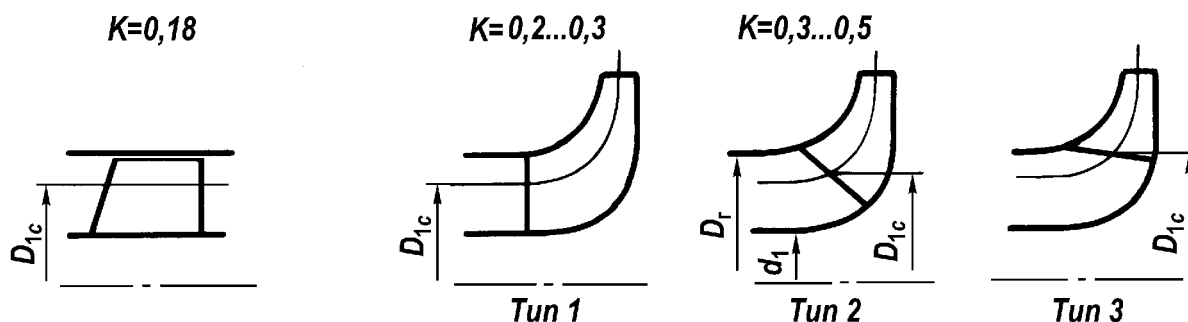


Рис. 1.24. Типы центробежных рабочих колес и коэффициент силы (шнек приведен для сравнения):

Тип 1 – $D_{1c} / D_r = \sqrt{(1 + \bar{d}_1^2) / 2}$; Тип 2 – $D_{1c} / D_r \approx 1,05 \sqrt{(1 + \bar{d}_1^2) / 2}$;

Тип 3 – $D_{1c} / D_r = 0,9 - 1,0$

В рабочих колесах типа 1 лопасти продлены в горловину. В колесах типа 2 входные кромки расположены в области поворота потока из осевого направления в радиальное, а в колесах типа 3 – за областью поворота, примерно на диаметре горловины. Лопасти рабочих колес типов 1 и 2 – пространственные, типа 3 – преимущественно цилиндрические. Согласно экспериментальным данным всасывающая способность центробежных рабочих колес низкой и средней быстроходности в значительной степени определяется геометрическими размерами их входного участка. В рабочих колесах типов 1 и 2 этот участок имеет форму, близкую к таковой для шнеков. Последнее указывает на возможность расчета λ_{III} этих рабочих колес так же, как шнеков, по формулам (1.14) или (1.15). Незвестный коэффициент силы K найден по экспериментальным данным для решетки на средней геометрической поверхности тока равноскоростного меридианного потока. Как и для осевых рабочих колес с закругленными входными кромками лопастей, $K \approx \text{const}$, независимо от $\bar{\delta}$, $\bar{\sigma}_1$, $\beta_{1л}$. Коэффициент силы для решеток на поверхностях тока равноскоростного меридианного потока следует принимать равным:

$$K = \begin{cases} 0,2...0,3, & \text{если тип 1,} \\ 0,3...0,5, & \text{если тип 2,} \end{cases} \quad (1.25)$$

выбирая меньшие значения для рабочих колес с бóльшим продлением лопастей в горловину. Для расчетов коэффициента кавитации рабочих колес типа 3 можно воспользоваться эмпирическими формулами работ [6, 27, 28]:

$$\lambda_{II} = 1,2 \operatorname{tg} \beta_1 + (0,07 + 0,42 \operatorname{tg} \beta_1) (\bar{S}_1 - 0,615), \text{ если } 0,15 < \operatorname{tg} \beta_1 < 0,4, \quad (1.26)$$

и

$$\lambda_{II} = 0,65 \operatorname{tg} \beta_1 (1 + 1,35 \bar{S}_1), \text{ если } \operatorname{tg} \beta_1 \leq 0,15, \quad (1.27)$$

где толщина входной кромки лопасти учитывается параметром

$$\bar{S}_1 = 3,6 \sigma_1 z / D_1 = 11,31 \bar{\sigma}_1. \quad (1.28)$$

В трех последних формулах все величины подсчитываются для точки входной кромки на среднегеометрической линии тока.

1.4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ

Экспериментальная проверка полученных выше расчетных соотношений для коэффициентов кавитации λ_{III} и C_{III} выполнялась на 29 предвключенных и одиночных шнеках (55 вариантов) с цилиндрическими, коническими и профилированными втулками [15, 25, 27] и др. Как показано на рис. 1.25, среднеквадратичные отклонения расчетных C_{III} от экспериментальных C_3 не превосходят $\pm 4\%$. Из этого рисунка также следует, что Δh_{II} шнеко-центробежного насоса равен Δh_{III} одиночного шнека.

Аналогичная проверка выполнялась и для центробежных рабочих колес всех трех типов (рис. 1.26). Использовались эксперименты [6, 28] и наши данные. Среднеквадратичные отклонения расчетных $C_{кр}$ от экспериментальных не превосходят $\pm 6\%$.

Представленные рисунки подтверждают достоверность теории, что позволяет рассчитать срывной кавитационный запас как осевых, так и центробежных рабочих колес и оптимизировать их форму.

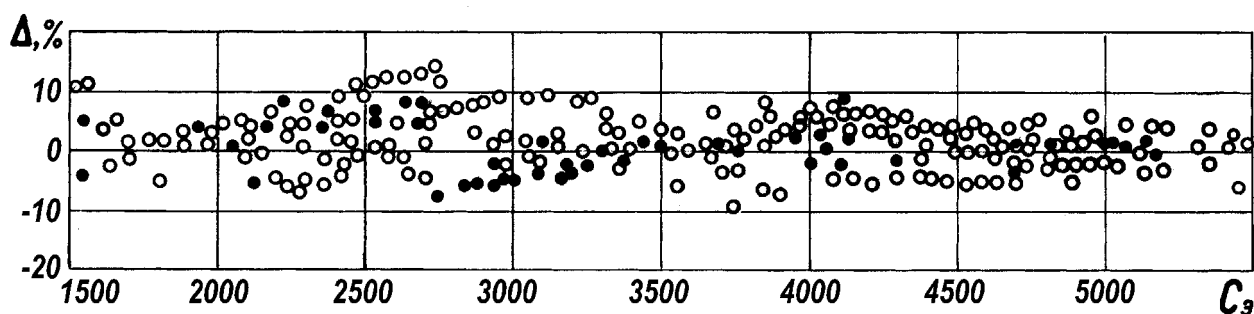


Рис. 1.25. Отклонения $\Delta = (C_{III} - C_3) / C_3$ расчетных C_{III} от экспериментальных C_3 для шнеков:

○ – одиночные шнеки ($C_3 = C_{III3}$); ● – предвключенные шнеки центробежных насосов ($C_3 = C_{II3}$ или $C_3 = C_{III3}$)

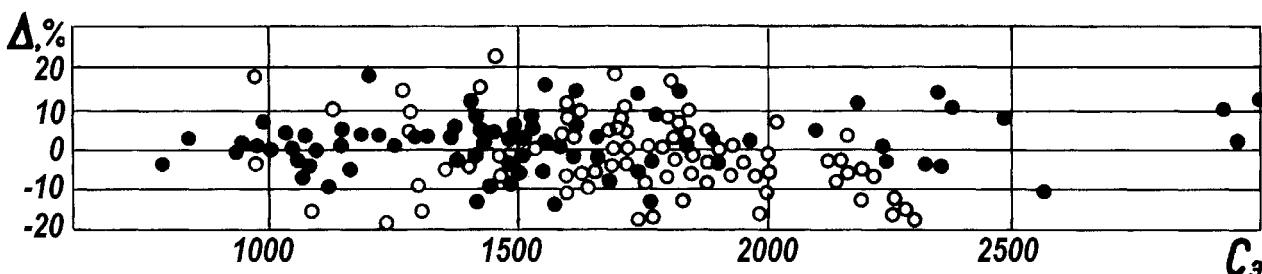


Рис. 1.26. Отклонения $\Delta = (C_{кр} - C_3) / C_3$ расчетных $C_{кр}$ от экспериментальных C_3 для центробежных насосов $n_s = 60 - 250$:

○ – РК типа 1 и 2 ($C_{кр} = C_{II}$, $C_3 = C_{III3}$); ● – РК типа 3 ($C_{кр} = C_{II}$, $C_3 = C_{II3}$)

2. ОПТИМИЗАЦИЯ ФОРМЫ РАБОЧИХ КОЛЕС

При проектировании проточной полости насоса принимаются во внимание: кавитационный коэффициент быстроходности $C_{кр}$, коэффициент полезного действия, интенсивность кавитационных низкочастотных пульсаций давления и расхода, интенсивность кавитационной эрозии, уровни шума и вибрации, габаритные размеры лопастных систем, технологичность их изготовления и другие критерии качества. Конкретный набор критериев определяется техническим заданием. Задача проектирования – многокритериальная, причем среди перечисленных критериев имеются противоречащие друг другу. Вначале решим некоторые задачи оптимизации рабочих колес по частным критериям, а затем при их проектировании применим многокритериальную оптимизацию.

2.1. ОПТИМИЗАЦИЯ ПО ЧАСТНЫМ КРИТЕРИЯМ

2.1.1. Данные гидродинамической теории решеток лопастей

Предполагая, что поток в плоской решетке лопастей потенциальный, на контурах лопастей относительная скорость направлена по касательной к ним, точка схода струй совпадает с заостренной задней кромкой профиля каждой лопасти и применяя метод сложения потоков, проф. С.С. Руднев получил следующее уравнение характеристики круговой вращающейся решетки [23]:

$$\Gamma_2 = k \Gamma_1 + (1 - k) \tau_0 q + (1 - k) 2 \pi r_a^2 \omega. \quad (2.1)$$

В этом уравнении Γ_1 и Γ_2 – циркуляция скорости перед и за решеткой соответственно, $q = Q/b$ – расход на единицу ширины решетки, ω – угловая скорость вращения, k – коэффициент прозрачности, τ_0 – коэффициент нулевого (нерабочего) режима, r_a – активный радиус. Последние три параметра, постоянные для данной решетки, определяют её взаимодействие с потоком.

С учетом уравнения (2.1) теоретический напор

$$H_T = \frac{\omega}{g} \frac{\Gamma_2 - \Gamma_1}{2\pi} = \frac{\omega}{g} (1 - k) \left(\frac{\tau_0 q}{2\pi} + y R_2^2 \omega - K_1 \right), \quad (2.2)$$

где $y = (r_a / R_2)^2$ – относительный активный радиус решетки, $K_1 = \Gamma_1 / 2\pi$ – момент скорости перед решеткой.

В частных случаях круговой или конической решеток из отрезков логарифмических спиралей, прямой решетки из отрезков прямых (рис. 2.1) параметры τ_0 , k , и r_a можно найти методом конформного отображения. Коэффициент нулевого режима этих решеток $\tau_0 = -1 / \operatorname{tg} \beta_{\text{л}}$. Коэффициенты прозрачности приведены на рис. 2.2 и 2.3, а относительный активный радиус вращающейся круговой решетки – на рис. 2.4. Так как решетки с коэффициен-

том прозрачности $k < 0,01$ практически непрозрачны, то значения $k < 0,01$ на этих рисунках не приводятся.

Как видно из рис. 2.2, с увеличением густоты решетки коэффициент прозрачности быстро уменьшается и при $L/T=1,4$ для углов $\beta_n < 35^\circ$ становится меньше 0,01. Для прямых решеток тонких изогнутых профилей получены аналогичные результаты. В большинстве случаев коэффициент прозрачности круговых решеток мал и может приниматься равным нулю. Исключение составляют решетки с малым числом коротких лопастей или с большими углами β_n . Активный радиус круговых решеток уменьшается при уменьшении R_1/R_2 и для $\beta_n \leq 30^\circ$ и $z \geq 6$ уже при $R_1/R_2=0,5$ достигает своего предельного значения [3]. Активный радиус будем находить по рис. 2.4. При прочих равных условиях с возрастанием z увели-

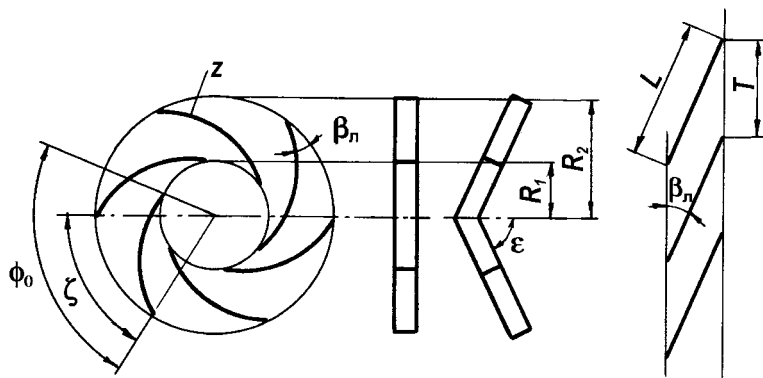


Рис. 2.1. Конформное отображение плоских круговой и конической решеток на прямую решетку пластин

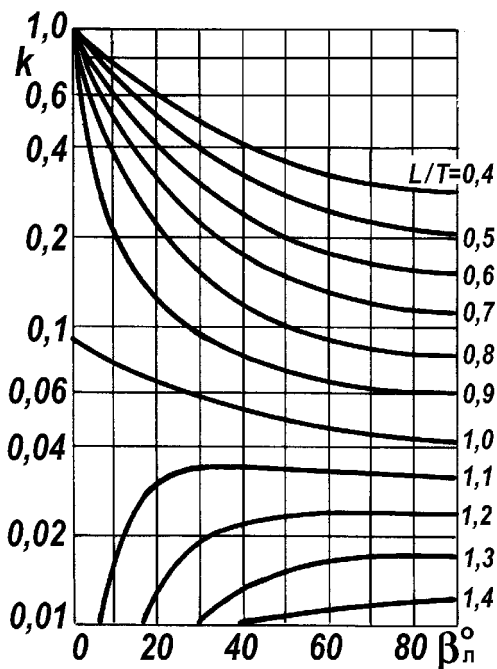


Рис. 2.2. Зависимость $k = f(\beta_n, L/T)$ для прямой решетки тонких пластин [23]

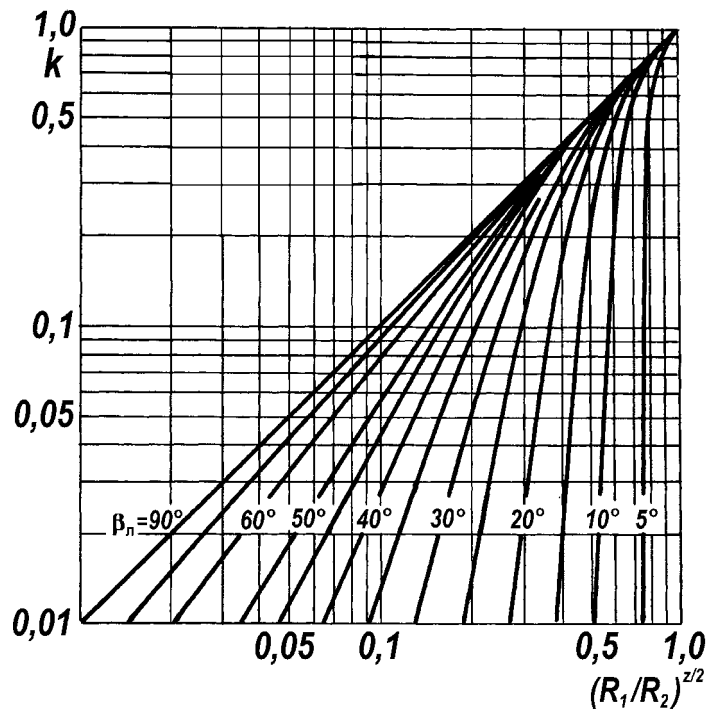


Рис. 2.3. Зависимость $k = f[\beta_n, (R_1/R_2)^{z/2}]$ для круговой решетки из отрезков логарифмических спиралей [23]

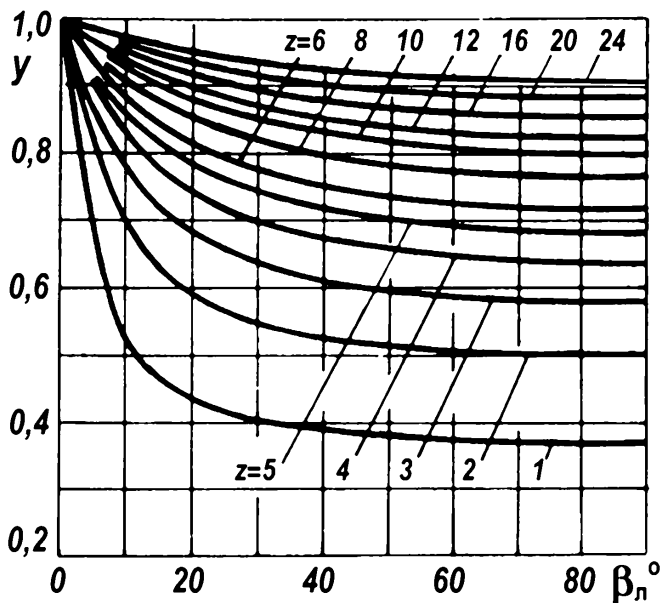


Рис. 2.4. Относительный активный радиус круговой решетки [23]

чивается y , а следовательно и H_T . Однако если $z > 20$, то скорость изменения y уменьшается и, чтобы повысить H_T , нецелесообразно выбирать $z > 20$.

Элементарная коническая решетка с числом лопастей z эквивалентна круговой решетке с приведенным числом лопастей $z' = z / \sin \varepsilon$ (рис. 2.1). Коэффициенты k и y конической решетки определяются согласно приведенным выше графикам, как для круговой решетки по числу лопастей z' . Этими же графиками можно воспользоваться и для приближенного расчета двухрядных решеток лопастей.

При проектировании рабочих колес с решетками лопастей, форма которых приближается к плоским, можно пренебречь переменной толщиной слоя, положить в уравнении (2.2) коэффициент $\tau_0 = -1 / \psi_2 \operatorname{tg} \beta_{2л}$, $q = Q_k / b_2 = 2 \pi R_2 b_2 V_{2m} / b_2$ и находить k и y , как для плоских решеток. Поэтому теоретический напор решетки на поверхности тока

$$H_T = \frac{\omega}{g} (1 - k) \left(y R_2^2 \omega - \frac{R_2 V_{2m}}{\psi_2 \operatorname{tg} \beta_{2л}} - K_1 \right), \quad (2.3)$$

а ее наружный радиус

$$R_2 = \frac{V_{2m}}{2 \omega y \psi_2 \operatorname{tg} \beta_{2л}} + \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{1}{y} \left(\frac{g H_T}{1 - k} + \omega K_1 \right) + \left(\frac{V_{2m}}{2 y \psi_2 \operatorname{tg} \beta_{2л}} \right)^2}. \quad (2.4)$$

Для тихоходных и нормальных рабочих колес, у которых $V_{2m} = Q_k / 2 \pi R_2 b_2$, на основании уравнения (2.3)

$$R_2 = \sqrt{\frac{1}{\omega y} \left(\frac{Q_k}{2 \pi b_2 \psi_2 \operatorname{tg} \beta_2} + \frac{g H_T}{\omega (1 - k)} + K_1 \right)}. \quad (2.5)$$

При проектировании рабочих колес с одно- и многорядными решетками лопастей, форма которых сильно отличается от плоских, теоретический напор определяется по теории вращающихся гидродинамических решеток тонких профилей, расположенных на произвольной поверхности вращения в слое переменной толщины, по программам работы [3]. Теория основана на методе особенностей, согласно которому каждый профиль решетки заменяется вихревым слоем. Распределение плотности вихрей вдоль профиля определяется из граничного условия: нормальная составляющая относительной скорости потока в любой точке профиля равна нулю. Решетка конформно

отображается на цилиндр, непрерывное распределение вихрей заменяется дискретным. Контрольные точки, в которых проверяется выполнение граничного условия, сгущаются в начале и в конце профиля, вихри размещаются в середине отрезка между соседними контрольными точками.

Для уменьшения интенсивности свободных вихрей, «подвешенных» к выходной кромке рабочего колеса, элементарные решетки рассчитываются из условия

$$H_T = \text{const.} \quad (2.6)$$

2.1.2. Геометрические параметры входного участка

Оптимальный по максимуму гидравлического КПД рабочего колеса коэффициент приведенного входного диаметра, рассчитанный из условия минимума относительной входной скорости [8]:

$$K_0 = D_0 / D_Q = 3,5 \dots 3,8. \quad (2.7)$$

С увеличением K_0 уменьшается гидравлический КПД и увеличивается наружный диаметр осевого колеса или диаметр горловины центробежного колеса. Быстрое уменьшение гидравлического, объемного и полного КПД при $K_0 > 5$ отмечается как для центробежных рабочих колес [20], так и шнеков с цилиндрическими втулками [6]. Однако для рабочих колес с высокой всасывающей способностью приходится выбирать $K_0 > 5$, допуская некоторое снижение КПД.

Оптимальная по максимуму C_{III} форма входного участка шнеков. Рассмотрим вначале простейший шнек постоянного хода с цилиндрической втулкой. В качестве условия сопряжения потоков в элементарных решетках принимаем $\Delta h_{III} = \text{const}$, независимо от радиуса. Поэтому и безразмерный кавитационный запас в уравнении (1.6)

$$\varepsilon_{кр} = \varepsilon_{III} = \text{const.} \quad (2.8)$$

Из уравнения (1.6) следует, что коэффициент кавитации

$$\lambda_{III} = (\varepsilon_{III} - 1) / (1 + m^2) \quad (2.9)$$

увеличивается от наружного радиуса ко втулке. Его можно рассчитывать для элементарной решетки на любом радиусе, например, среднем геометрическом (поверхность тока c). Замечая, что для шнека $D_r = D$, и подставляя в уравнения (1.7) ... (1.9) коэффициент $m = m_c$ и диаметр $D_1 = D_{1c} = \sqrt{(D^2 + d_1^2) / 2} = D \sqrt{(1 + \bar{d}_1^2) / 2}$, а также $\bar{F}_1 = 1$, $\eta_0 = 1$, получим:

$$\beta_{1c} = \arctg(1 / m_c), \quad (2.10)$$

$$m_c = 0,02908 \sqrt{(1 + \bar{d}_1^2) / (1 - \bar{d}_1^2)} K_0^3, \quad (2.11)$$

$$C_{III} = 36,5 K_0^3 / \varepsilon_{III}^{3/4}. \quad (2.12)$$

Согласно уравнениям (2.10), (1.15), (2.11), (1.6) и (2.12) коэффициент $C_{III} = f(K_0, \bar{d}_1, a_c, \delta_c)$. Так как коэффициент кавитации λ_{III} минимальный при оптимальном угле атаки, то максимум C_{III} зависит от трех переменных:

$$C_{III \max} = f(K_0, \bar{d}_1, a_c). \quad (2.13)$$

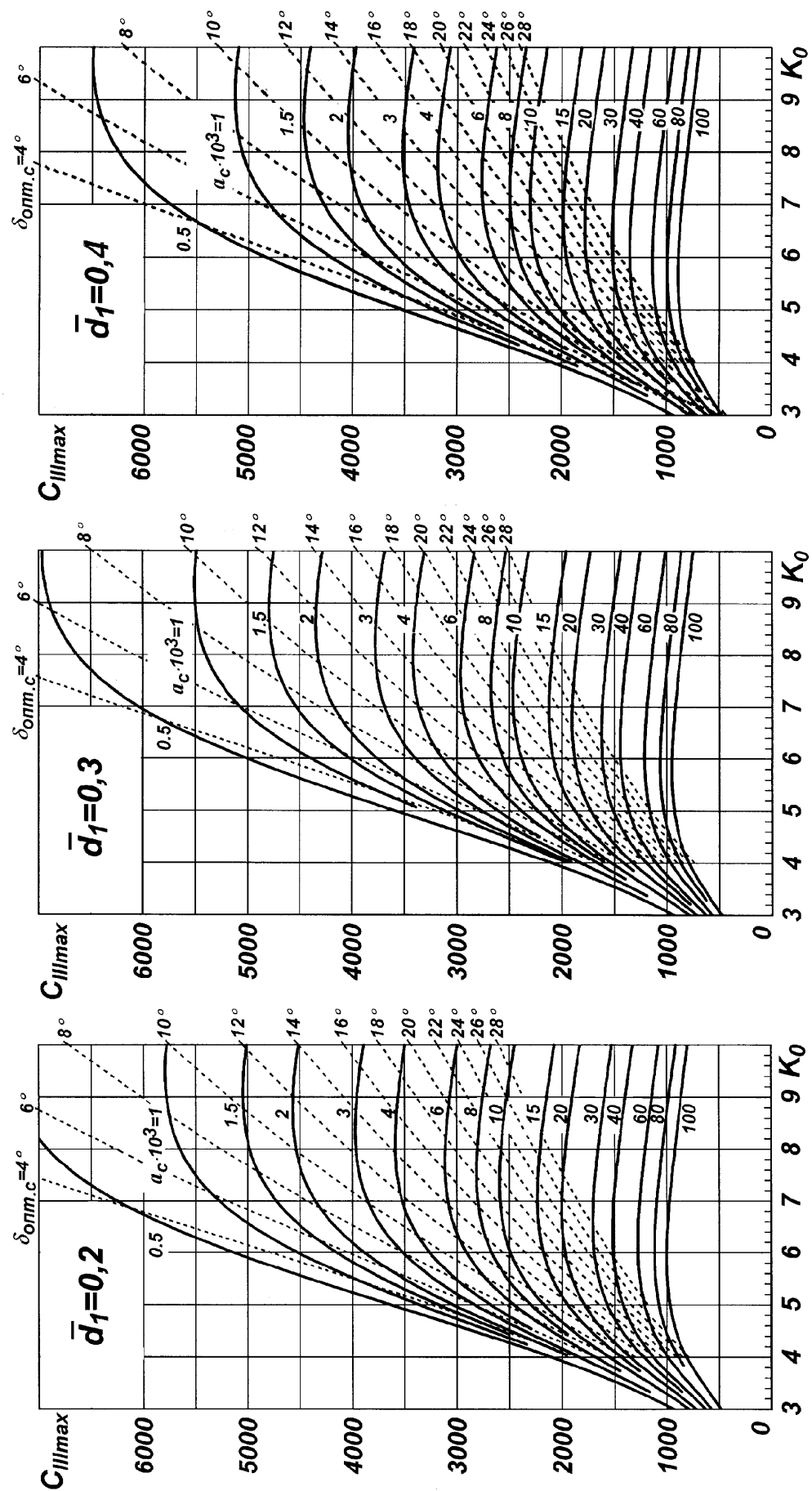
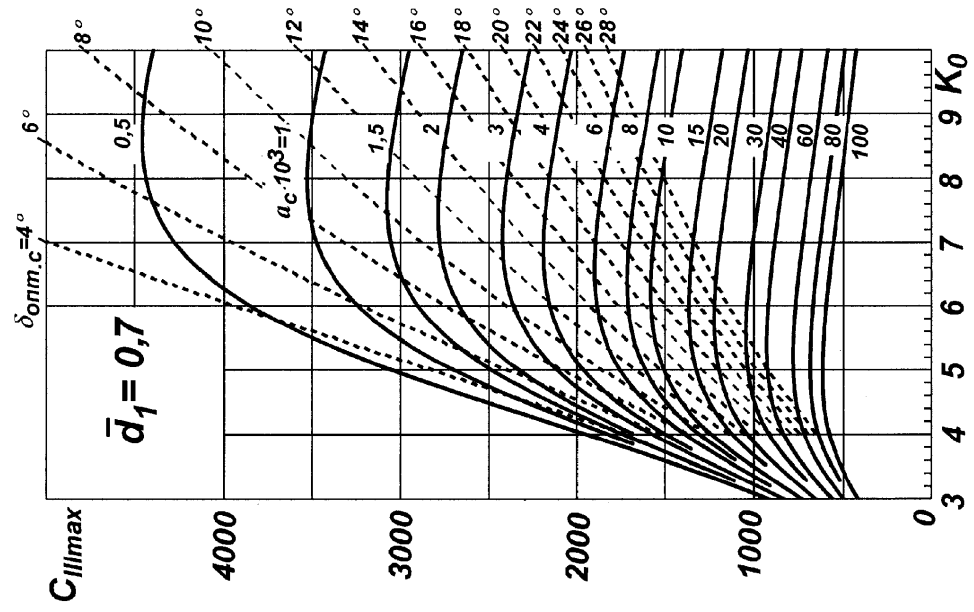
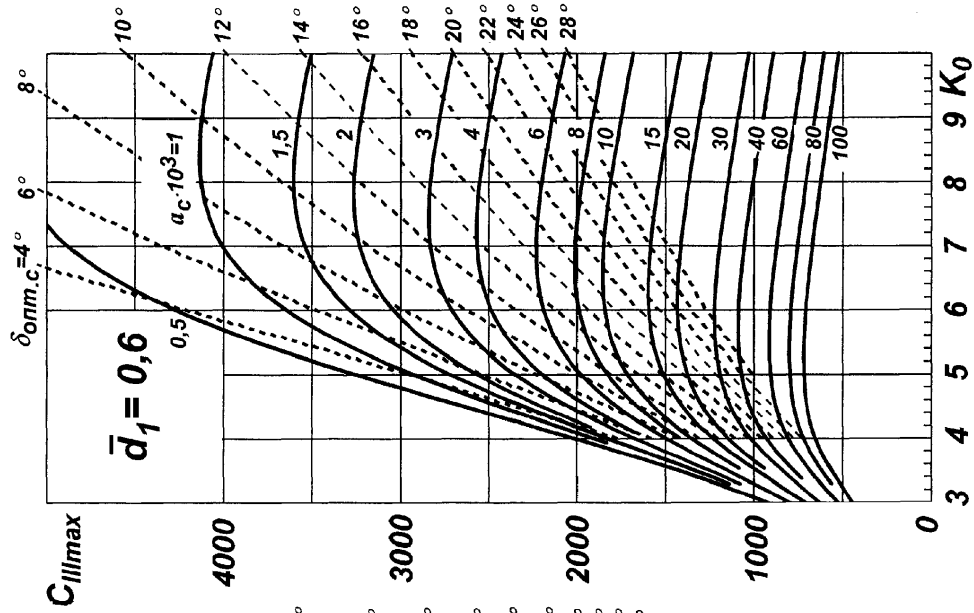
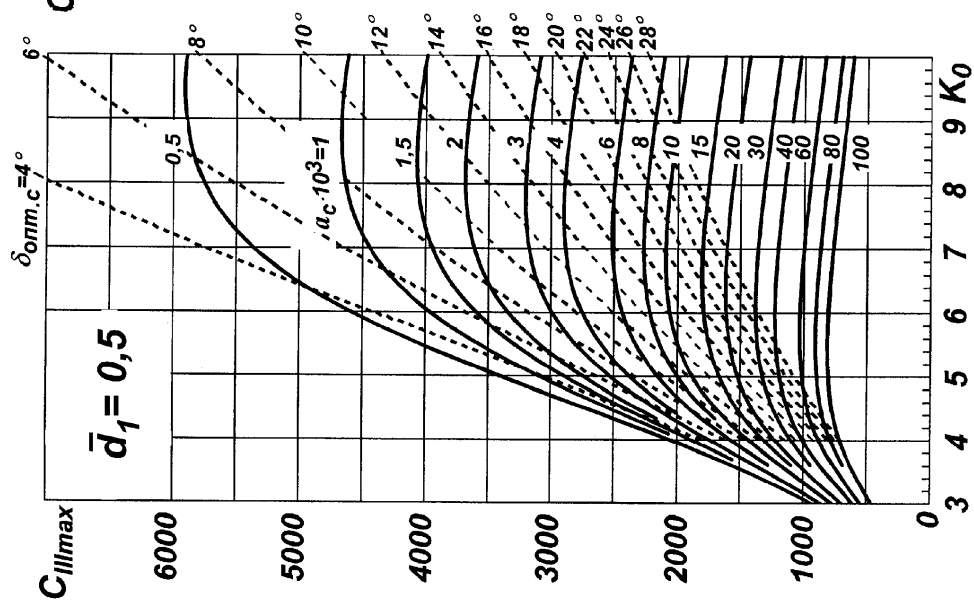


Рис. 2.5. Зависимость

$$C_{III} = f(K_0, \bar{d}_1, a_c)$$



Зависимость (2.13) представлена на рис. 2.5. Для удобства пользования на номограммах нанесены пунктирные линии постоянных $\delta_{\text{опт.с}}$. Для увеличения всасывающей способности рабочего колеса необходимо увеличивать K_0 и уменьшать $\bar{d}_1$ и a_c , выбирая при этом оптимальный угол атаки $\delta_{\text{опт.с}}$. Так как эффективное стеснение $a_c = K_c (\sigma_1 / T)_c = K_c \sigma_{1c} z / 2\pi r_c$, то для уменьшения a_c необходимо уменьшать толщину входных кромок σ_{1c} и число лопастей z . Поэтому осевые рабочие колеса с высокой всасывающей способностью имеют малые втулочные отношения $\bar{d}_1 = 0,25 \dots 0,3$, большие $K_0 = 7 \dots 7,5$ и малое число лопастей $z = 2 \dots 3$ с тонкими входными кромками вплоть до $\bar{\sigma}_{1c} = 0,005$. Поскольку при уменьшении K_0 кривые $C_{\text{III max}}$ при разных a_c сближаются между собой, то при умеренных K_0 можно увеличивать число лопастей до $z = 4 \dots 6$ без существенного уменьшения $C_{\text{III max}}$. При прочих равных условиях с увеличением числа лопастей уменьшается осевая длина шнека. Если углы установки лопасти выбирать по уравнению (1.16), то относительная толщина σ_1 / T входной кромки лопасти получается максимальной, что выгодно по технологическим и прочностным условиям. Можно доказать, что углы установки лопасти по уравнению (1.16) и согласно соотношению $r \text{tg} \beta_{\text{л}} = \text{const}$, как у шнека постоянного хода, одинаковы, если на каком-либо радиусе $\beta_{\text{л}} = \beta_{\text{л.опт}}$. Поэтому для определения оптимальных углов на поверхностях тока необязательно пользоваться рис. 1.19 или формулой (1.19). Проще находить этот угол по формуле

$$\beta_{\text{л.опт}} = \arctg [(r \text{tg} \beta_{\text{л.опт}})_c / r]. \quad (2.14)$$

Однако следует иметь в виду, что для уменьшения интенсивности кавитационных низкочастотных пульсаций давления и расхода углы атаки и соответственно углы установки лопасти часто приходится выбирать меньше оптимальных по $C_{\text{III max}}$.

Оптимальная по максимуму C_{III} или C_{II} форма входного участка центробежных рабочих колес. Из уравнений (1.6) ... (1.9) и (1.17) следует, что для центробежных рабочих колес типов 1 и 2

$$C_{\text{III max.ц}} = f(K_0, \bar{d}_1, \bar{F}_1, \eta_0, D_{1c}/D_r, a_c), \quad (2.15)$$

где для упрощения записи индекс «ц» в обозначениях аргументов опущен. И в этом случае для оптимизации можно воспользоваться рис. 2.5. Входной участок центробежного колеса следует заменить эквивалентным шнеком, который имеет такие же $\bar{d}_1$, a_c , β_{1c} , что и центробежное. Тогда получим следующие формулы пересчета:

$$C_{\text{III max.ш}} = \chi C_{\text{III max.ц}} / \sqrt{\bar{F}_1 \eta_0} \quad (2.16)$$

и

$$K_{0\text{ц}} = K_{0\text{ш}} / \sqrt[3]{\chi \bar{F}_1 \eta_0}, \quad (2.17)$$

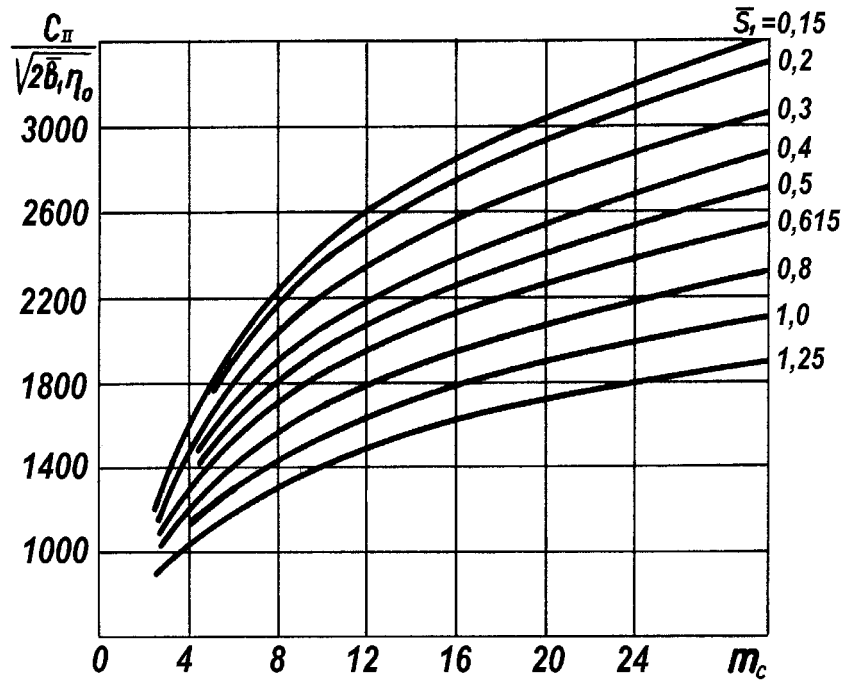
где введено обозначение

$$\chi = (D_{1c}/D_r) / \sqrt{(1 + \bar{d}_1^2)/2}. \quad (2.18)$$

По значениям $C_{III \max, ц}$, $\bar{F}_1$, η_0 , D_{1c}/D_r , $\bar{d}_1$ центробежного колеса рассчитываем согласно уравнению (2.18) параметр χ , а по уравнению (2.16) – кавитационный коэффициент $C_{III \max, ш}$. Обращаясь к рис. 2.5, находим соответствующий $K_{0ш}$, а по уравнению (2.17) – необходимый $K_{0ц}$. При этом для центробежных колес типа 1 параметры $\chi = \bar{F}_1 = 1$. Следовательно, для оптимизации рабочих колес типов 1 и 2 можно пользоваться рис. 2.5 и справедливы те же рекомендации, что и для шнеков. Однако эти рабочие колеса имеют в несколько раз большие эффективные стеснения, чем шнеки. Последнее увеличивает оптимальные по $C_{III \max}$ углы атаки. Усиливается опасность отрыва потока, что увеличивает интенсивность низкочастотных пульсаций давления и расхода и уменьшает гидравлический КПД. Большинство рабочих колес типов 1 и 2 спроектировано с углами атаки $\delta_c = (0,3 \dots 0,7) \delta_{опт.с.}$. Для этих рабочих колес можно рекомендовать углы атаки:

$$\delta_e = 3 \dots 5^\circ, \delta_c = 7 \dots 10^\circ, \delta_a = 10 \dots 12^\circ. \quad (2.19)$$

Рис. 2.6. Зависимость критического кавитационного коэффициента быстроходности от режима работы и относительной толщины входной кромки согласно работе [6]. В диапазоне $m_c \leq 6,7$ расчет производился с использованием зависимости (1.26), а в диапазоне $m_c > 6,7$ – зависимости (1.27)



Для рабочих колес типа 3 уравнению (1.9) целесообразно придать иной вид. Так как $\bar{F}_1 \approx 4\pi D_{1c} b_1 / \pi D_0^2$, $K_0^3 = m_c D_0 / 0,0411 \bar{F}_1 \eta_0 D_{1c}$, то

$$C_{II} = 1777 m_c \sqrt{\eta_0 \bar{b}_1} / \epsilon_{II}^{3/4}, \quad (2.20)$$

где $\bar{b}_1 = b_1 / D_{1c}$ – относительная ширина рабочего колеса при входе на лопасти. Графики зависимости $C_{II} / \sqrt{\eta_0 \bar{b}_1} = f(m_c, \bar{S}_1)$ приведены на рис. 2.6. При увеличении m_c , η_0 , $\bar{b}_1$ и уменьшении $\bar{S}_1$ коэффициент C_{II} монотонно увеличивается и может достигать $C_{II} \approx 3000$. При проектировании рабочих колес типа 3 можно руководствоваться рекомендациями [29] и выбирать коэффициент приведенного входного диаметра

$$K_0 = \begin{cases} 3,5 \dots 3,8, & \text{если } C_{II} < 500, \\ 4,3 \dots 4,6, & \text{если } 1200 < C_{II} < 1400, \\ 5,2 \dots 5,7, & \text{если } 1400 < C_{II} < 2000, \end{cases} \quad (2.21)$$

$$\text{степень диффузорности} \quad \bar{F}_1 = 1,2 \dots 3, \quad (2.22)$$

$$\text{углы атаки} \quad \delta_c = 7 \dots 10^\circ. \quad (2.23)$$

Интенсивность низкочастотных пульсаций давления и расхода увеличивается при работе колеса с обратными токами на входе в него. Они возникают при некотором критическом расходе $Q_{кр}$. Согласно теоретическим и экспериментальным исследованиям [21] в условиях бескавитационного течения при расходах, меньших расхода безударного натекания на лопасть $Q_0 = F_1 \psi_1 u_1 \tan \beta_1$, но больших $Q_{кр}$, на тыльной стороне входной кромки лопасти появляется локализованный вихрь. При $Q \leq Q_{кр}$ этот вихрь теряет устойчивость и его конец у покрывного диска соскальзывает во всасывающий патрубок. Образуется система «подвешенных» ко входным кромкам вихрей, вращающихся вместе с рабочим колесом. Критический расход зависит от положения входной кромки рабочего колеса. В соответствии с работой [21] относительный критический расход:

$$\bar{Q}_{кр} = \begin{cases} 1,65 - 1,34 r_{1c}/r_{1e}, & \text{если } r_{1c}/r_{1e} > 0,86, \\ 0,5, & \text{если } r_{1c}/r_{1e} \leq 0,86. \end{cases} \quad (2.24)$$

Эти зависимости представлены на рис. 2.7.

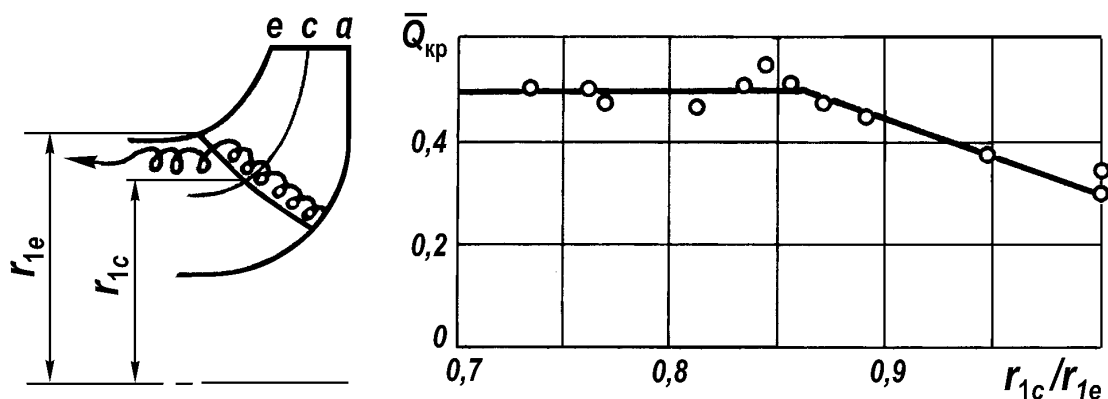


Рис. 2.7. Зависимость относительной критической подачи от наклона входной кромки лопасти по данным [21]

Центробежное колесо или шнек будут работать без обратных токов, если

$$\bar{Q} = (\tan \beta_1 / \psi_1 \tan \beta_{1л}) > \bar{Q}_{кр}. \quad (2.25)$$

Эффективным средством подавления кавитационных низкочастотных пульсаций в шнеке с одновременным повышением всасывающей способности является установка вокруг него неподвижной решетки, исследованной, например, в работе [2].

2.1.3. Ширина и диаметр выхода

Ширина и диаметр выхода рабочего колеса влияют на гидравлические потери при преобразовании кинетической энергии жидкости за рабочим колесом в энергию давления в отводе и потери на дисковое трение. По данным [8] оптимальные ширина и диаметр центробежных и диагональных колес:

$$b_{2\text{опт}} = \begin{cases} 0,78(n_s/100)^{1/2} D_Q, & \text{если } n_s < 200, \\ 0,64(n_s/100)^{5/6} D_Q, & \text{если } n_s \geq 200 \end{cases} \quad (2.26)$$

и

$$D_{2\text{опт}} = \frac{9,35}{(n_s/100)^{1/2}} D_Q. \quad (2.27)$$

Выбор оптимальных геометрических размеров выхода для шнеков с конической втулкой, многорядных шнеков и др. будет рассмотрен при проектировании соответствующих насосов.

2.1.4. Форма меридианного сечения

Она определяется, в основном, коэффициентами $C_{кр}$ и n_s . Это сечение строится по диаметру втулки d_1 , диаметру горловины $D_г = \sqrt{(K_0 D_Q)^2 + d_1^2}$, ширине b_2 и диаметру D_2 . Осевые размеры диагональных и осевых рабочих колес зависят от густот решеток, числа рядов лопастей и др. Окончательную форму меридианное сечение принимает при профилировании лопастей.

2.1.5. Густота решеток, число и углы установки лопастей, число рядов лопастей

Эти параметры влияют на всасывающую способность, на КПД насоса и на радиальные и осевые размеры рабочих колес. В качестве характеристики густоты решеток на поверхностях вращения можно использовать густоту $\tau = L/T$ конформного отображения решеток на цилиндр. Для лопасти в виде отрезка логарифмической спирали с углом $\beta_{л}$ эта густота связана с углом охвата лопасти в плане φ_0 и шаговым углом $\xi = 2\pi/z$:

$$\tau = \varphi_0 / \xi \cos \beta_{л}. \quad (2.28)$$

Для центробежных насосов $n_s = 80 \dots 140$ с однорядными решетками целесообразно выбирать $z \geq 6$ и густоту решеток $\tau = 2,2 \dots 2,4$, что примерно равно верхним значениям густот решеток для шнеков шнекоцентробежных насосов. Кроме того, при выборе густоты решеток шнеков необходимо принять во внимание зависимость Хауэлла допустимого угла поворота потока в решетке от угла потока на выходе и густоты по условию безотрывности течения. Заимствованный из работы [12], график этой зависимости приведен на рис. 2.8. Угол установки лопасти $\beta_{2л}$ на выходе из рабочего колеса влияет на диффузорность межлопаточного канала, форму напорной и мощностной характеристик, гидравлический КПД ступени, диаметр рабочего колеса на выходе. Обычно $\beta_{2л} = 25 \dots 45^\circ$.

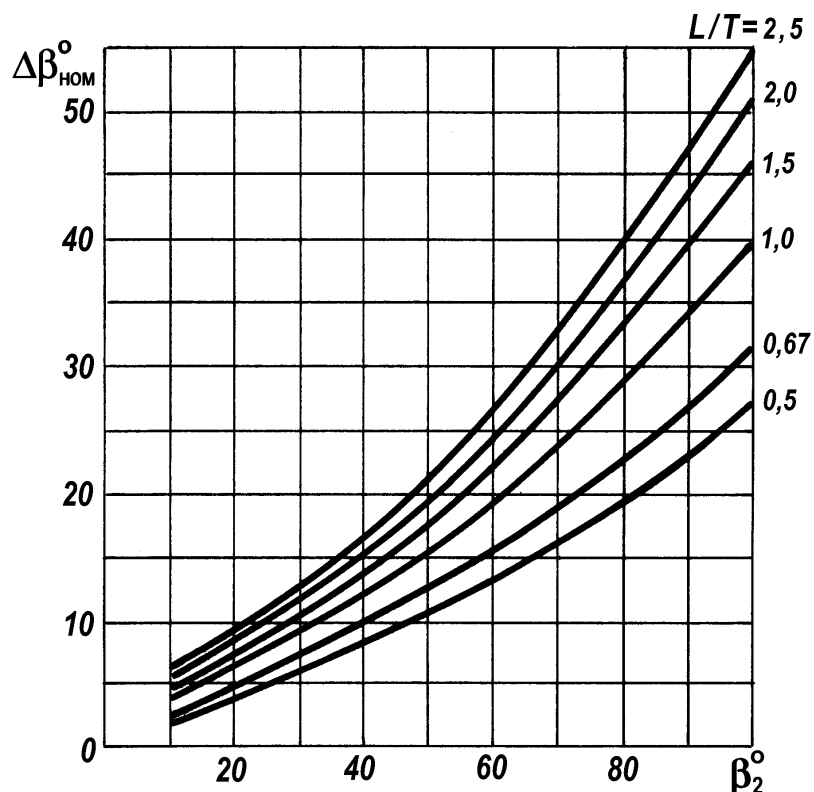


Рис. 2.8. График для определения минимально допустимой густоты решетки по условиям безотрывности течения в ней [12]

Для повышения всасывающей способности, уменьшения диффузорности межлопаточного канала и пульсаций давления на выходе из рабочего колеса целесообразно использовать рабочие колеса с 2- или 3-рядными решетками лопастей, в особенности при больших $\beta_{2л}$ и углах поворота потока.

2.1.6. Профилирование лопастей

После выбора основных параметров рабочего колеса строится его меридианное сечение. При условии $H_T = \text{const}$ рассчитываются элементарные решетки на поверхностях вращения равноскоростного меридианного потока. Решетки профилируются на развертке цилиндра на плоскость (рис. 2.9) по правилам, изложенным в работах [14, 24]. По условию конформности отображения

$$L = R \int_0^l \frac{dl}{r(l)}, \quad (2.29)$$

где $R = \Delta S / \Delta \varphi$ – радиус отображающего цилиндра. При машинном профилировании это уравнение интегрируется численно, и точки средней поверхности лопасти с развертки цилиндра переносятся на поверхности тока. Качество профилирования оценивается по плавности поверхности лопасти и графикам изменения W и (rV_u) , найденным по схеме решетки с бесконечно большим числом лопастей, когда в любой точке потока в рабочем колесе $\beta = \beta_{л}$ и $V_u = U - V_m / \psi \tan \beta_{л}$, $(rV_u) = r(U - V_m / \psi \tan \beta_{л})$. Качество профилирования влияет на гидравлический КПД рабочего колеса.

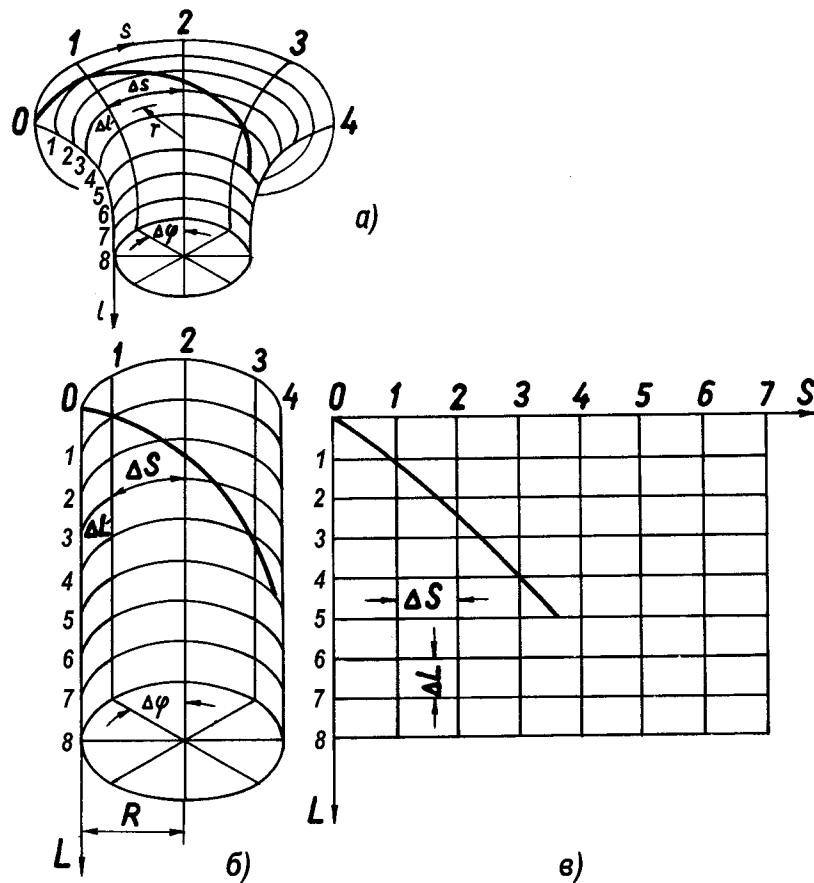


Рис. 2.9. Конформное отображение поверхности тока (а) на поверхность цилиндра (б) и его развертка на плоскость (в) согласно работам [14, 24]:

0,1,2,... – параллели; 0,1,2,... – меридианы

2.1.7. Интенсивность кавитационной эрозии

Кавитационная эрозия относится к наиболее сложным и малоизученным явлениям.

Согласно работе [15] для безэрозионной работы предвключенных шнеков и центробежных колес необходимо, чтобы максимальная относительная скорость W_{1e} на входе в колесо (с учетом стеснения потока лопастями) была меньше пороговой скорости $W_{п}$:

$$W_{1e} \leq W_{п} = \sqrt{k\sigma_b / \rho}, \quad (2.30)$$

где $k = 1,2 \cdot 10^{-3}$ – опытный безразмерный коэффициент, σ_b – временное сопротивление материала рабочих колес, ρ – плотность жидкости.

Авторы работы [20] считают, что кавитационная эрозия предвключенных шнеков будет отсутствовать, если параметр кавитационной эрозии K_3 не превышает порогового значения параметра кавитационной эрозии $K_{п}$:

$$K_3 = U_1 D_1^{1/2} \leq K_{п}, \quad (2.31)$$

где D_1 – наружный диаметр шнека, м; $U_1 = \pi D_1 n / 60$ – окружная скорость, м/с. Экспериментальными исследованиями установлено, что параметр кавитационной эрозии зависит от формы профиля лопасти шнека, радиального зазора между торцами его лопастей и корпусом, рода и температуры пере-

качиваемой жидкости. Для изготовленных из стали 20Х13Л предвключенных шнеков промышленных конденсатных и питательных насосов, работающих на воде с температурой меньше 50°C, получены следующие значения:

$$K_{\Pi} = \begin{cases} 9 - \text{шнеки с радиальным зазором } (0,001 \dots 0,002)D_1, \\ 12 - \text{шнеки с радиальным зазором } 0,007D_1, \\ 20 - \text{шнеки с выступом на тыльной стороне лопасти.} \end{cases} \quad (2.32)$$

При температуре воды больше 150°C, а также для нефти, указанные значения K_{Π} следует увеличить примерно в 2,5 раза.

2.1.8. Технологичность изготовления рабочих колес

Технология изготовления лопасти колеса упрощается, если ее поверхность линейчатая, т. е. образована движением прямой линии. В этом случае лопасть можно изготовить на фрезерном станке с ЧПУ. Поэтому она профилируется на развертке цилиндра так, чтобы ее меридианные сечения представляли собой прямые.

2.2. МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ

Задача проектирования проточной полости лопастных насосов и, в частности, рабочих колес – многокритериальная. Недостаточно оптимизировать их форму по рассмотренным выше частным критериям. При выборе наилучшего варианта приходится учитывать различные критерии, среди которых встречаются противоречащие друг другу.

В настоящее время разработаны различные методы решения таких задач [7]. При проектировании рабочих колес будем применять два метода решения задачи многокритериальной оптимизации параметров.

Первый метод – в качестве одного решающего критерия выбираем $C_{кр}$. Остальные критерии качества, такие как КПД, габаритные размеры и др. учитываем введением на них ограничений. Кроме того, вводим параметрические и функциональные ограничения.

Второй метод – это метод оптимального проектирования с применением ЛП-поиска, описанный в работе [26]. Согласно методу ЛП-поиска наилучшие решения выбирает конструктор, а работающая в интерактивном режиме ЭВМ лишь помогает составлять удобные таблицы, отбирать перспективные варианты, определять возможности компромиссов. При этом полностью используется опыт, знания и интуиция конструктора, которые нельзя формализовать. Указанный метод можно применять и в тех случаях, когда невозможно записать формулу для критерия качества.

Существо метода согласно работе [26] заключается в следующем. Параметры проектируемой системы (проточной полости насоса) делим на показатели качества (иначе – критерии цели, критерии эффективности, целевые функции)

$$\Phi_1(A), \Phi_2(A), \dots, \Phi_k(A) \quad (2.33)$$

и варьируемые параметры

$$\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n. \quad (2.34)$$

Они определяют в n -мерном пространстве параметров Π пробную точку

$$A = (\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n). \quad (2.35)$$

В качестве пробных используются точки ЛП_τ-последовательностей, которые являются наиболее равномерно распределенными среди всех известных в настоящее время последовательностей. Их свойства и вычисление представлены в работе [26]. Блок-схема диалогового алгоритма оптимизации приведена на рис. 2.10. Генератор ЛП_τ-последовательности задает декартовы координаты точки $q_{i,j}$, по которым вычисляются декартовы координаты пробной точки в заданном пространстве параметров Π :

$$\alpha_{i,j} = \alpha_j + (\alpha_j^{**} - \alpha_j^*) q_{i,j}. \quad (2.36)$$

При изменении координат вектора A меняются показатели качества. Показателями качества проточной полости лопастного насоса могут быть: критический кавитационный коэффициент быстроходности, габаритные размеры, КПД и др. Варьируемые параметры: коэффициент приведенного входного диаметра, диаметр втулки, число лопастей, их углы установки и т.п. Обычно проектировщик может указать пределы изменения каждого параметра, которые называют *параметрическими ограничениями*

$$\alpha_j^* \leq \alpha_j \leq \alpha_j^{**} \quad (j = 1, 2, \dots, n), \quad (2.37)$$

где $\alpha_j^*, \alpha_j^{**}$ – границы изменения параметра. Ограничения (2.37) выделяют в пространстве параметров n -мерный параллелепипед Π . На варьируемые параметры накладываются также *функциональные ограничения*

$$C_l^* \leq f_l(A) \leq C_l^{**} \quad (l = 1, 2, \dots, t), \quad (2.38)$$

где $f_l(A)$ – некоторые функции от параметра A , непрерывные в Π , а C_l^*, C_l^{**} – границы изменения функций. В нашем случае такими функциями могут быть: относительный угол атаки, толщина входной кромки лопасти, угол поворота потока в решетке и т.д. Обозначим через G подмножество параллелепипеда, состоящее из точек A , удовлетворяющих ограничениям (2.37) и (2.38). Кроме параметрических и функциональных ограничений вводятся *критериальные ограничения*

$$\Phi_v(A) \leq \Phi_v^{**} \quad (v = 1, 2, \dots, k), \quad (2.39)$$

где Φ_v^{**} – худшее значение критерия $\Phi_v(A)$, которое проектировщик считает приемлемым. Для упрощения записи предполагается, что все $\Phi_v(A)$ желательно уменьшить.

В результате получим ещё более усеченное множество $D \subseteq G$, которое называется множеством допустимых точек. Согласно работе [26], точка A' безусловно лучше, чем точка A , если при всех $v = 1, 2, \dots, m$ ($m \leq k$)

$$\Phi_v(A') \leq \Phi_v(A) \quad (2.40)$$

и хотя бы при одном v имеет место строгое неравенство. В этом случае точка A называется неэффективной и исключается из множества D . Множество

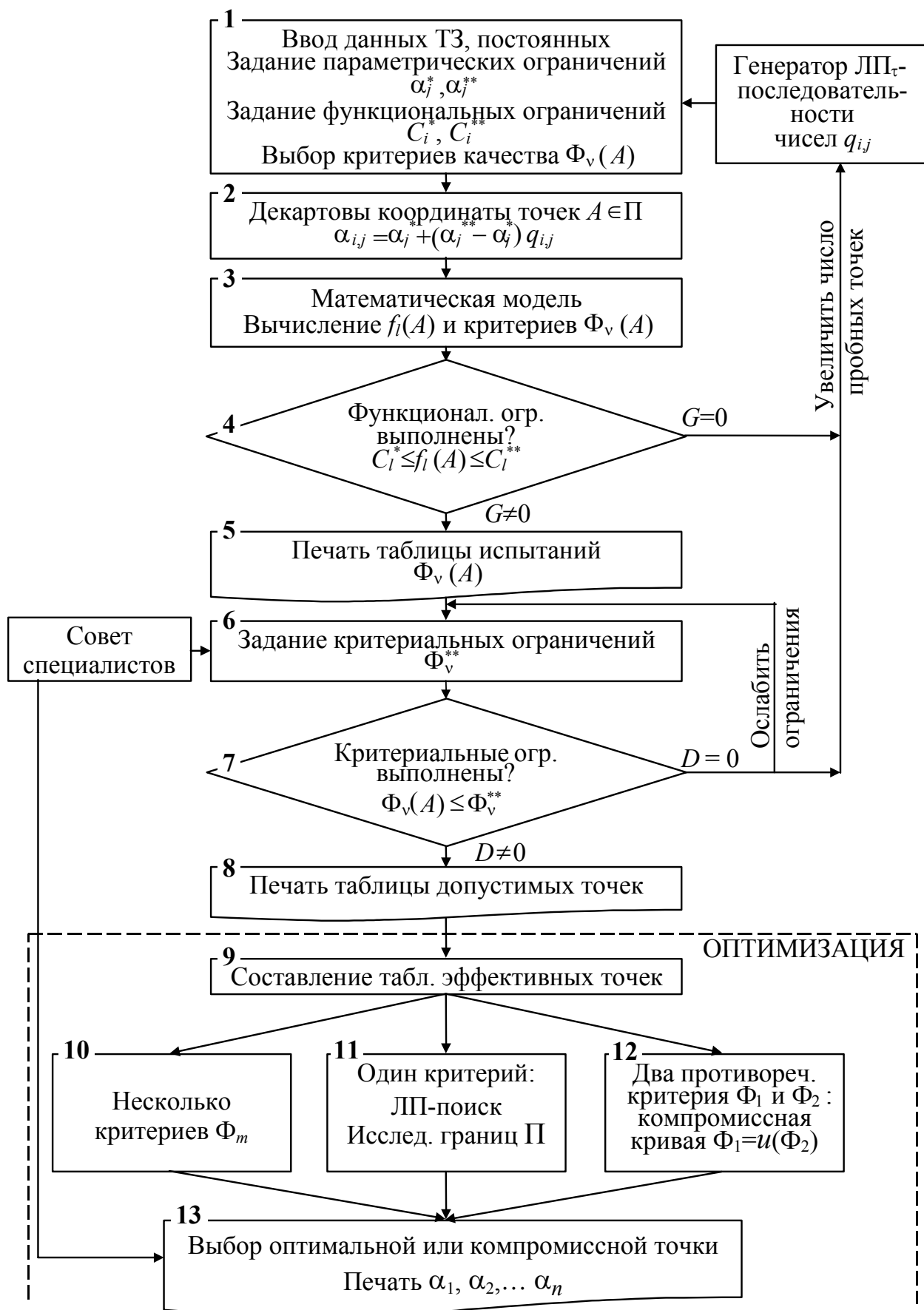


Рис. 2.10. Блок-схема алгоритма оптимизации

всех эффективных точек обозначим E . При выборе оптимальных параметров принимаются во внимание только эффективные точки $A' \in E$. При оптимизации возможны три случая.

1. Если система оптимизируется по нескольким критериям качества Φ_m , где $m \leq k$, то из эффективных точек A' выбирается оптимальная

$$\hat{A} = (\hat{\alpha}_1, \hat{\alpha}_2, \dots, \hat{\alpha}_n), \quad (2.41)$$

координаты которой являются оптимальными параметрами системы.

2. Если система оптимизируется по одному решающему критерию Φ , то выбирается наилучшая эффективная точка A' и по имеющейся программе производится ЛП-поиск в малой окрестности этой точки

$$0,95\alpha_j' \leq \alpha_j \leq 1,05\alpha_j'. \quad (2.42)$$

Если критерий Φ уменьшился, то эту точку считают оптимальной $A' = \hat{A}$. В случае необходимости поиск повторяется в малой окрестности $\hat{A}$. Если наилучшая точка A' располагается вблизи границы Π , можно сделать еще один пробный расчет, передвинув эту точку на границу: наибольшие и наименьшие значения критериев часто оказываются на границе.

3. В частном случае двух решающих критериев, противоречащих друг другу, вместо оптимальной точки находят компромиссную кривую и выбирают приемлемый вариант системы.

Дальнейшие сведения о применении вышеизложенных методов оптимального проектирования будут изложены при расчете и проектировании конкретных рабочих колес: центробежного колеса, шнека, шнекоцентробежной ступени и т.д. В заключении приведем числовой пример расчета.

ПРИМЕР РАСЧЕТА

Совместно с ВНИИАЭН (г. Сумы) модернизировалось рабочее колесо нефтяного магистрального насоса НМ-2500-230. Проточная полость насоса показана на рис. 2.11.

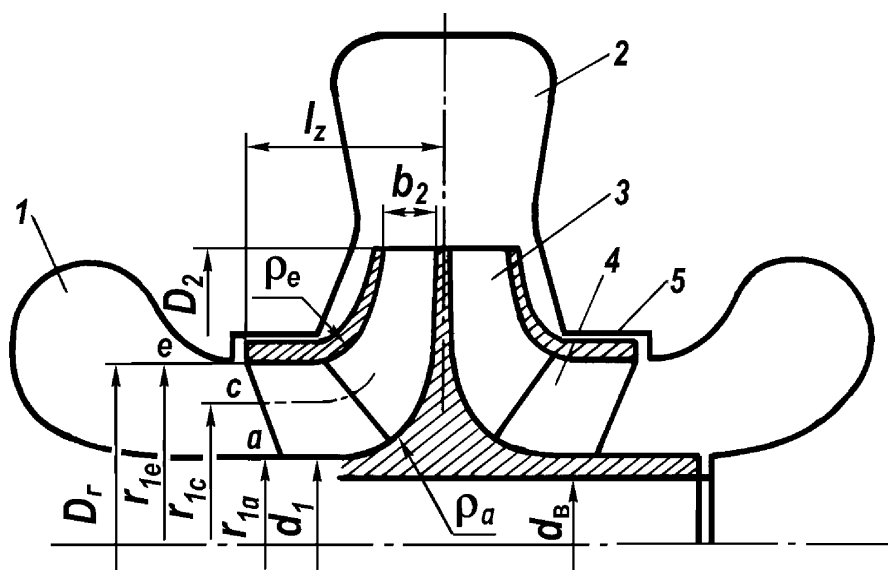


Рис. 2.11. Проточная полость насоса НМ-2500-230:

1 – полуспиральный подвод; 2 – спиральный отвод; 3 – центробежный участок колеса; 4 – входной шнековый участок колеса; 5 – щелевое уплотнение

Алгоритм расчета осецентрированного рабочего колеса иллюстрируется таблицей. Комментарии к расчету приводятся ниже. Рабочее колесо оптимизируется по одному решающему критерию C_{III} . Остальные критерии качества учитываются введением на них ограничений. Кроме того, накладываются функциональные ограничения.

При числе Рейнольдса $Re = R_2^2 \omega / \nu = 0,225^2 \cdot 312 / 0,2 \cdot 10^{-4} = 7,9 \cdot 10^5$ вязкость жидкости практически не влияет на энергетические и кавитационные характеристики [6]. Момент скорости на входе в рабочее колесо, создаваемый полуспиральным подводом, $K_1 = 0,06 \sqrt[3]{Q^2 n}$. Коэффициент закрутки на среднем геометрическом входном диаметре $(V_{u1} / U_1)_c = K_1 / \omega r_{1c}^2 = 0,11$ мал и его влиянием на углы относительного потока перед входом в рабочее колесо в первом приближении можно пренебречь. Вначале оцениваем *критерий качества* – КПД насоса, потребляемую мощность и диаметр вала. Затем рассчитываем *критерий качества* C_{III} и выбираем *варьируемый параметр* – втулочное отношение рабочего колеса $\bar{d}_1 = 0,5$, характерное для такого насоса. В проектируемом насосе целесообразно применить рабочее колесо типа 1. Ввиду того что для этого колеса $\chi_1 = \bar{F}_1 = 1$, а $\sqrt[3]{\eta_0} \approx \sqrt[3]{\eta_0} \approx 1$, то пересчет параметров по формулам (2.16)...(2.18) можно не делать. Задаемся относительной толщиной σ_{1c} входных кромок лопастей, выбираем K_c и рассчитываем a_c . Полагаем $C_{III} = C_{III\max}$ и по рис. 2.5 находим коэффициент приведенного входного диаметра K_0 и оптимальный по $C_{III\max}$ угол атаки $\delta_{\text{опт.с}}$. Рассчитанный диаметр втулки d_1 (п. 37) согласуется с ориентировочным диаметром вала d_v (п. 23). Осевая длина l_z участка рабочего колеса ограничена размерами имеющегося корпуса. Поэтому для увеличения густоты решетки лопастей шнекового входного участка колеса выбираем $z = 6$. Если бы это *критериальное ограничение* отсутствовало, то можно было бы спроектировать осецентрированное рабочее колесо с двухрядной решеткой лопастей $z_1 + z_2 = 3 + 3$. При этом $a_c \cdot 10^3 = 9/2 = 4,5$, а $K_0 \approx 4,5$ (рис. 2.5). Уменьшение K_0 и приближение его к оптимальному (см. п. 2.1.2) способствует увеличению гидравлического КПД рабочего колеса. Кроме того, при тех же углах атаки увеличивается угол установки лопасти $\beta_{1л}$, уменьшается угол изгиба лопасти $\beta_{2л} - \beta_{1л}$ и диаметр кольца уплотнения на диске рабочего колеса. Все это способствует повышению гидравлического и объемного КПД насоса. Рассчитанная в п. 41 толщина входной кромки лопасти σ_{1c} приемлема по прочностным и технологическим условиям и удовлетворяет *функциональному ограничению* [24]. Угол атаки δ_{1c} (п. 46) выбран немного меньше оптимального (п. 35). Как следует из рис. 1.18, при $\beta_1 = 12,4^\circ \approx 12^\circ$ и $a = 0,009$ уменьшение угла атаки от оптимального на $2...4^\circ$ приводит к незначительному увеличению λ_{III} . Для известных $\beta_1 = 12,4^\circ$ и $a = 0,009$ оптимальный угол атаки и минимальный коэффициент кавитации можно найти также по рис. 1.19 или по формулам (1.19) и (1.20). При выборе $\delta_c < \delta_{\text{опт.с}}$ удовлетворяется *критериальное ограничение* (2.25), что позволяет избежать обратных токов на входе в рабочее колесо.

В дальнейшем рассчитывается входной участок трех (или пяти) решеток лопастей на осесимметричных поверхностях тока e , c , a равноскоростного меридианного потока. Их радиусы на входе $r_1 = D_r/2$, $D_{1c}/2$ и $d_1/2$ соответственно. Пусть поверхность входного участка лопасти – винтовая поверхность постоянного хода

$$S_1 = 2\pi r_{1c} \operatorname{tg} \beta_{1lc}. \quad (\text{П.1})$$

В соответствии с уравнениями (2.8) и (1.25) безразмерный кавитационный запас ε_{III} и коэффициент силы K постоянны для всех решеток. Толщина входной кромки лопасти увеличивается от наружного радиуса ко втулке, что повышает её прочность у корня. *Функциональное* (1.21) и *параметрическое* (1.22) ограничения удовлетворяются. Угол заострения входной кромки лопасти γ_0 найден при профилировании лопасти на конформной диаграмме. *Условие* (2.31) *безэрозионной работы колеса* выполняется.

Обращает внимание большой угол атаки у втулки. Этот угол можно уменьшить, если одновременно уменьшить и толщину входной кромки. При этом для сохранения того же $C_{\text{III}} = 1908$ необходимо назначить тот же самый $\varepsilon_{\text{III}} = 3,009$. Выберем степенной закон изменения углов установки вдоль радиуса

$$\operatorname{tg} \beta_{1л} = (r_{1e}/r_1)^n \operatorname{tg} \beta_{1ле}. \quad (\text{П.2})$$

Этот вариант при $n = 0,8$ также представлен в таблице, причем назначен $\beta_{1ле} = 17,7^\circ$. Вследствие уменьшения углов $\beta_{1л}$ толщина входной кромки во втулочной решетке уменьшилась с $\sigma_{1e} = 5,9$ мм до $\sigma_{1e} = 5,2$ мм.

Если по *технологическим или прочностным условиям* толщину входной кромки лопасти на линии тока e желательно увеличить, то следует выбрать $\sigma_{1e} = \sigma_{1c} = \sigma_{1a} = 3,0$ мм. На основании экспериментов со шнеками постоянного хода, упомянутыми в п. 2.1.2, можно предположить, что шнековые участки рабочих колес с переменной толщиной σ_1 (п. 63) и постоянной σ_1 (п. 73) обеспечат примерно одинаковые C_{III} .

Далее рассчитывается выходной участок рабочего колеса. Коэффициент прозрачности и активного радиуса находим по рис. 2.3 и 2.4. Так как использовался корпус уже существующего насоса, то ширина рабочего колеса b_2 выбрана меньше оптимальной $b_{2\text{опт}}$. Наружный диаметр колеса, определяющий *радиальный габарит насоса*, подсчитан по уравнению (2.5).

Форма меридианной проекции рабочего колеса определяется найденными ранее d_1 , D_r , b_2 , D_2 , а также ρ_e , ρ_a , площадью $F_{\text{п}}$ меридианного сечения на повороте и наклоном ведомого диска (рис. 2.11).

Профилирование лопастей рабочего колеса выполняется на ЭВМ согласно п. 2.1.6. При профилировании уточняются углы установки лопасти на входе $\beta_{1л}$, углы атаки δ и толщины входной кромки σ_1 . Кроме того, по формуле (2.4) и/или программам [3] уточняются радиусы рабочего колеса на выходе. Лопасты спрофилированы с линейчатой поверхностью, что упрощает *технология изготовления рабочего колеса*. Испытания модернизированного насоса показали, что на расчетном режиме он имеет: $\eta = 0,81$, $C_{\text{II}} = C_{3\%} = 1870$, $C_{\text{III}} = 2260$.

Таблица. Пример расчета осецентрированного рабочего колеса

NN п/п	Наименование величины	Обозн.	Ссылка	Размер- ность	Значение по ЛТ		
					е	с	а
1	2	3	4	5	6	7	8
Техническое задание							
1	Подача насоса	Q_n		м ³ /с	0,544		
2	Напор насоса	H_n		м	244		
3	Частота вращения	n		об/мин	2980		
4	Допускаемый кав. запас	$\Delta h_{\text{доп}}$		м	10		
5	Макс. подача насоса	$Q_{\text{нmax}}$		м ³ /с	0,6		
6	Мин. подача насоса	$Q_{\text{нmin}}$		м ³ /с	0,5		
7	Рабочая жидкость				Нефть		
8	Температура	t		°С	≤50		
9	Плотность	ρ		кг/м ³	850		
10	Кинематическая вязкость	ν		см ² /с	0,2		
11	Мин. КПД насоса	η_{min}			0,8		
12	Макс. осевая длина РК	$l_{z\text{max}}$		мм	135		
Оценка КПД, потребляемой насосом мощности и диаметра вала							
13	Число ступеней насоса	i			1		
14	Число потоков в РК	j			2		
15	Расход	Q	Q_n/j	м ³ /с	0,277		
16	Напор	H		м	244		
17	Коэф. быстроходности	n_s	(0.12)		93		
18	Механический КПД	η_m	[12]		0,91		
19	Объемный КПД	η_o	[12]		0,97		
20	Гидравлический КПД	η_{Γ}	[24]		0,91		
21	КПД насоса	η	(0.19)		0,80		
22	Потребляемая мощность	N_n	(0.10)	кВт	1402		
23	Ориентировочный диа- метр вала	$d_{\text{в}}$	[24]	м	0,1		
Расчет входного участка рабочего колеса							
24	Тип РК				1		
25	Единичный диаметр	D_O	(0.3)		0,0453		
26	Коэффициент запаса	K_{III}			1,3		
27	Критический кав. запас	Δh_{III}	(1.2)	м	7,7		
28	Кав. параметр	C_{III}	(1.3)		1908		
29	Втулочное отношение	$\overline{d}_1$	[24]		0,5		
30	Относительная толщина входных кромок	$\overline{\sigma}_{1c}$	[24]		0,03		
31	Коэффициент силы	K_c	(1.25)		0,3		
32	Эффективное стеснение	$a_c \cdot 10^3$	(1.12)		9		
33	Коэффициент приведен- ного входного диаметра	K_0	Рис. 2.5		5		
34	Привед. вход. диаметр	D_0	(0.9)	м	0,2264		
35	Оптимальный по C_{IIImax} угол атаки	$\delta_{\text{опт.с}}$	Рис. 2.5		12		

1	2	3	4	5	6	7	8
36	Диаметр горловины	D_{Γ}	(0.4)	м	0,2614		
37	Диаметр втулки	d_1	$D_{\Gamma} \bar{d}_1$	м	0,1307		
38	Среднегеометрический входной диаметр	D_{1c}	[24]	м	0,2066		
39	Число лопастей	z			6		
40	Шаг лопастей	T_{1c}	(0.14)	мм	0,108		
41	Толщина входной кромки лопасти	σ_{1c}	$T_{1c} \bar{\sigma}_{1c}$	мм	3,2		
42	Относительный диаметр	D_{1c}/D_{Γ}			0,790		
43	Степень диффузорности	$\bar{F}_1$	Рис. 1.24		1		
44	Коэффициент режима	m_c	(2.11)		4,548		
45	Угол относител. потока	β_{1c}	(2.10)		12,4°		
46	Угол атаки	δ_c			10°		
47	Угол установки лопасти	β_{1lc}	(0.16)		22,4°		
48	Коэффициент стеснения	ψ_{1c}	(0.18)		0,92		
49	Относит. критич. расход	$\bar{Q}_{кр}$	(2.24)		0,5		
50	Относительный расход	$\bar{Q}$	(2.25)		0,57		
51	Радиус ЛТ на входе в РК	r_1	Рис. 1.24	мм	130,7	103,3	65,4
52	Ход винт. поверхности вход. участка лопасти	S_1	(П.1)	мм	267,5	267,5	267,5
53	Угол установки лопасти	$\beta_{1л}$	(0.13)		18,0°	22,4°	33,1°
54	Коэффициент режима	m	$m_c r_1 / r_{1c}$		5,755	4,548	2,880
55	Угол относител. потока	β_1	(1.7)		9,9°	12,4°	19,2°
56	Угол атаки	δ	(0.16)		8,1°	10,0°	13,9°
57	Безразмерный кав. запас	ε_{III}	(1.9)		3,009	3,009	3,009
58	Коэффициент кавитации	λ_{III}	(2.9)		0,0589	0,0926	0,2162
59	Коэффициент силы	K	(1.25)		0,3	0,3	0,3
60	Приведенная скорость	$\bar{W}$	(1.5)		0,972	0,957	0,907
61	Эффективное стеснение	$a \cdot 10^3$	1.11		4,54	8,52	25,7
62	Шаг лопастей	T_1	(0.14)	мм	136,9	108,2	68,5
63	Толщина вход. кромки	σ_1	(1.12)	мм	2,1	3,1	5,9
64	Макс. толщина лопасти на входном участке	σ			4,7		7
65	Относительная толщина каверны	$\bar{h}_m$	(1.21)		4,1		2,4
66	Угол заострения лопасти на входном участке	γ_0			1,5°		0,7°
67	Окружная скорость	U_{1e}	(0.15)	м/с	40,8		
68	Параметр кав. эрозии	$K_э$	(2.31)	м ^{3/2} /с	20,8		
<i>Вариант степенного закона $\tan \beta_{1л} = (r_{1e} / r_1)^{0,8} \tan \beta_{1ле}$</i>							
69	Угол установки лопасти	$\beta_{1л}$			17,7°	21,1°	29,0°
70	Угол атаки	δ	(0.16)		7,8°	8,7°	9,9°
71	Эффективное стеснение	$a \cdot 10^3$	(1.11)		4,50	8,18	22,80
72	Толщина вход. кромки	σ_1	(1.12)	мм	2,1	3,0	5,2

1	2	3	4	5	6	7	8
Вариант входного участка рабочего колеса с толщиной $\sigma_1 = \text{const}$							
73	Толщина вход. кромки	σ_1		мм	3,1	3,1	3,1
Расчет выходного участка рабочего колеса							
74	Оптимальная ширина РК на выходе	$b_{2\text{опт}}$	(2.26)		0,035		
75	Опт. наружный диаметр	$D_{2\text{опт}}$	(2.27)		0,439		
76	Угол установки лопасти на выходе	$\beta_{2\text{л}}$	п.2.1.5		27°		
77	Коэф. прозрачности	K	Рис. 2.3		0		
78	Коэф. активного радиуса	y	Рис. 2.4		0,78		
79	Толщина выход. кромки	σ_2	[24]	мм	6		
80	Коэффициент стеснения	ψ_2	(0.18)		0,94		
81	Ширина РК на выходе	b_2		мм	0,03		
82	Наружный диаметр РК	D_2	(2.5)	мм	0,429		
Форма меридианной проекции колеса							
83	Относительный радиус	$\bar{\rho}_e$			0,23		
84	Радиус	ρ_e	$\bar{\rho}_e D_\Gamma$	мм	60		
85	Относительная площадь на повороте потока	F_Π			1,15		
86	Площадь на повороте	F_Π	$F_\Pi F_\Pi$	м ²	0,0463		
Профилирование лопастей рабочего колеса							
Выполняется на ПЭВМ в интерактивном режиме по отдельной программе							

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Авиационные центробежные насосные агрегаты* / Л.С. Аринушкин, Р.Б. Абрамович, А.Ю. Полиновский и др. / Под ред. Г.М. Заславского. – М.: Машиностроение, 1967. – 256 с.
2. *Анкудинов А.А., Куфтов А.Ф. Энергетические характеристики осевых насосов* // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1982. – №2. – С. 52–56.
3. *Байбаков О.В. Применение ЭВМ в расчетах проточной полости лопастных гидромашин: Учебное пособие по курсовому и дипломному проектированию* / Под ред. И.В. Матвеева. – М.: МВТУ, 1982. – 40 с.
4. *Байбаков О.В., Руднев С.С. Расчет рабочего колеса и подвода лопастного насоса: Учебное пособие по курсовому и дипломному проектированию* / Под ред. И.В. Матвеева. – М.: МВТУ, 1983. – 46 с.
5. *Валюхов С.Г., Демьяненко Ю.В., Петров В.И. Высокооборотные лопастные оседиагональные насосы: Теория, расчет характеристик, проектирование и изготовление.* – Воронеж: Воронежский государственный университет, 1996. – 264 с.
6. *Высокооборотные лопаточные насосы* / Под ред. Б.В. Овсянникова и В.Ф. Чебаевского. – М.: Машиностроение, 1975. – 336 с.
7. *Гемитерн В.И., Каган Б.М. Методы оптимального проектирования.* – М.: Энергия, 1980. – 160 с.
8. *Гидравлика, гидромашин и гидроприводы* / Под ред. Т.М. Башты и С.С. Руднева. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. – 424 с.
9. *Гуревич М.И. Теория струй идеальной жидкости.* 2-е изд. – М.: Наука, 1979. – 536 с.
10. *Думов В.И. Повышение антикавитационных свойств центробежных ступеней насосов при помощи осевых предвключенных колес* // Теплоэнергетика. – 1957. – С. 16 – 21.
11. *Захаров О.В. Исследование и разработка рабочих органов питательных и конденсатных насосов с высокими кавитационными качествами: Автореф. дис. канд. техн. наук.* – М.: МЭИ, 1971. – 22 с.
12. *Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы.* – М.-Л.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
13. *Матвеев И.В. Расчет рабочего колеса с перерасширенным входом для насосов средней быстроходности: Учебное пособие по курсу «Теория и расчет лопастных гидромашин».* – М.: МВТУ, 1989. – 58 с.
14. *Мелашенко В.И., Зуев А.В. Профилирование лопастей рабочих колес центробежных насосов.* – М.: МВТУ, 1980. – 52 с.
15. *Методическое пособие по расчету шнекоцентробежной ступени насоса* / С.С. Руднев, О.В. Байбаков, И.В. Матвеев и др. / Под ред. Л.Г. Подвидза. – М.: МВТУ, 1974. – 64 с.

16. *Норенков И.П.* Основы автоматизированного проектирования. – М.: МГТУ, 2000. – 360 с.
17. *Овсянников Б.В., Боровский Б.И.* Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. – М.: Машиностроение, 1986. – 386 с.
18. Пат. 4275988 США, МКИЗ F 04 D 3/02, 29/38. Осевой центробежный насос или насос червячного типа / Л.Ф. Калашников, В.Н. Кудеяров, Г.М. Кушнир и др. (СССР). – Оpubл. 30.06.81 // БИ. – 1981. – №5.
19. *Петров В.И., Чебаевский В.Ф.* Кавитация в высокооборотных лопастных насосах. – М.: Машиностроение, 1982. – 192 с.
20. *Ржебаева Н.К., Жуков В.М., Куценко В.А.* Методическое пособие к курсовому и дипломному проектированию «Шнекоцентробежная ступень насоса». – Харьков: ХПИ, 1990. – 40 с.
21. *Руднев А.С.* Создание центробежных консольных насосов нового поколения и исследование их работы в расширенном диапазоне подач: Дис. канд. техн. наук. – М., 1990. – 210 с.
22. *Руднев С.С.* Кавитация в решетке профилей конечной толщины // Лопастные насосы. – Л.: Машиностроение, 1975. – С. 198 – 209.
23. *Руднев С.С.* Основы теории лопастных решеток. – М.: МВТУ, 1976. – 78 с.
24. *Руднев С.С., Матвеев И.В.* Методическое пособие по курсовому проектированию лопастных насосов. – М.: МВТУ, 1974. – 72 с.
25. *Руднев С.С., Панаиотти С.С., Наймушин А.Л.* Расчет всасывающей способности осевого колеса лопастного насоса // Исследование и конструирование гидромашин. – М.: Энергия, 1980. – С. 3–20.
26. *Соболь И.М., Статников Р.Б.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 112 с.
27. *Сточек Н.П., Шапиро А.С.* Гидравлика жидкостных ракетных двигателей. – М.: Машиностроение, 1978. – 128 с.
28. *Шемель В.Б.* Исследование срывных кавитационных режимов центробежных насосов // Труды ВИГМ. – 1958. – Вып.22. – С. 13–29.
29. *Шемель В.Б.* Оптимальные параметры, определяющие кавитационные качества центробежных насосов // Труды ВИГМ. – 1958. – Вып. 22. – С. 30–48.
30. *Betz A., Petersohn E.* Anwendung der Theorie der freien Strahlen // Ing. Archiv.– 1931. – B2. – S. 190–211.
31. *Lakshminarayana B.* Fluid Dynamics of Inducers–A Review // The Transactions of the American Society of Mechanical Engineers. J. Fluids Eng.– 1982. – Vol. 104, N4. – P. 411–427.
32. *Pearsall I.S.* Supercavitating pumps for cryogenic liquids // Cryogenics. – 1972. – Vol.12, № 6. – P. 422–426.
33. *Stripling L.B., Acosta A.J.* Cavitation in Turbopumps–Part 1 // Trans. ASME. – 1962. – Vol. D84, N3. – P. 326–338.
34. *Stripling L.B.* Cavitation in Turbopumps–Part 2 // Trans. ASME. – 1962. – Vol. D84, N3. – P. 339–350.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Условные обозначения	3
Индексы	4
Сокращения	4
Введение	5
1. Основы расчета всасывающей способности лопастного насоса	6
1.1. Кавитационная характеристика	6
1.2. Проточные полости	7
1.3. Кавитационный коэффициент быстроходности и коэффициенты кавитации	12
1.3.1. Коэффициент кавитации прямой решетки пластин	13
1.3.2. Коэффициент кавитации круговой решетки центробежного рабочего колеса	22
1.4. Экспериментальные данные	23
2. Оптимизация формы рабочих колес	24
2.1. Оптимизация по частным критериям	24
2.1.1. Данные гидродинамической теории решеток лопастей	24
2.1.2. Геометрические параметры входного участка	27
2.1.3. Ширина и диаметр выхода	33
2.1.4. Форма меридианного сечения	33
2.1.5. Густота решеток, число и углы установки лопастей, число рядов лопастей	33
2.1.6. Профилирование лопастей	34
2.1.7. Интенсивность кавитационной эрозии	35
2.1.8. Технологичность изготовления рабочих колес	36
2.2. Многокритериальная оптимизация	36
Пример расчета	39
Список литературы	45

Сергей Семенович Панаиотти

ОСНОВЫ РАСЧЕТА И АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ
С ВЫСОКОЙ ВСАСЫВАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТЬЮ

Редактор *С.Н. Капранов*
Корректор *К.Ю. Савинченко*

Изд. лиц. № 020523 от 25.04.97. Подписано в печать 1.12.2000.
Формат 60×84 1/16. Печ. л. 3. Усл. печ. л. 2,8. Уч.-изд. л. 2,71.
Бумага офсетная. Печать офсетная. Тираж 100 экз. Заказ № 47.

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана.
107005, Москва, 2-я Бауманская, 5