

М 474063
МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н.Э. БАУМАНА

На правах рукописи

ТАЗЕТДИНОВ Владимир Галимзянович

УДК 621.671

ПОВЫШЕНИЕ КПД, АНТИКАВИТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ И УСТОЙЧИВОСТИ
РАБОТЫ КРУПНЫХ ШЕКО-ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С КОЭФФИЦИЕН-
ТОМ БЫСТРОХОДНОСТИ $\lambda_s = 100 \dots 120$

Специальность 05.04.13 - Гидравлические машины
и гидропневмоагрегаты

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1988

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана (МВТУ) и во Всесоюзном научно-исследовательском и проектно-конструкторском институте атомного и энергетического насосостроения (ВНИАЭН)

Научный руководитель

- доцент, кандидат технических наук Матвеев И.В.

Официальные оппоненты

- доктор технических наук, профессор Виктор Г.В.

- кандидат технических наук, доцент Панаиотти С.С.

Ведущая организация

- НПО имени М.В.Фрунзе, г.Сумы

Защита диссертации состоится 22^{го} июня 1988 г. в 15⁰⁰ ч. 00 мин. на заседании специализированного Совета Д 053.15.11 в Московском Н.Э.Баумана по адресу: 107005, г. Москва, ул. Бауманская, д. 5

"Энергомашиностроения"

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке

Н.Э.Баумана

Автореферат

Ваши от

печатью, и

Бауманская

У имени

еренные

квива, 2-я

(кафедра 3-5).

Ученый секретарь

специализированного

Совета, кандидат

технических наук

доцент

М 474063

аев О.В.

ПОВЫШЕНИЕ КПД, АНТИКАВИТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ И УСТОЙЧИВОСТИ РАБОТЫ КРУПНЫХ ШНЕКО-ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С КОЭФФИЦИЕНТОМ БЫСТРОХОДНОСТИ $n_s = 100...120$.

Общая характеристика работы

Актуальность темы. Планами развития энергетики нашей страны предусматривается дальнейший рост единичных мощностей тепловых и атомных электростанций. Так, в докладе М.С.Горбачева на XXVII съезде КПСС указано: "В текущей пятилетке будет введено в два с половиной раза больше, чем в прошлой, мощностей атомных электростанций, а также осуществлена массовая замена устаревших агрегатов на тепловых станциях." Увеличение единичных мощностей электростанций приводит к росту единичных мощностей шнеко-центробежных насосов, которые в силу ответственного характера работы (питательные насосы, конденсатные насосы) приравниваются к основному энергетическому оборудованию. В этих условиях большую актуальность приобретает вопрос повышения главных показателей качества шнеко-центробежных насосов, а именно: КПД, антикавитационных свойств, устойчивости работы. Это относится не только к обычным шнеко-центробежным насосам, у которых шнек и расположенное за ним центробежное колесо установлены на одном валу, то есть одновальным насосам, но и к разрабатываемым в настоящее время ВНИИАЭН принципиально новым насосам, у которых шнек и центробежное колесо установлены на отдельных валах и частота вращения шнека изменяется пропорционально подаче, то есть двухвальным насосам.

Цель работы состоит в разработке методики расчета проточной части крупных шнеко-центробежных насосов с $n_s = 100...120$, предназначенных для устойчивой работы при повышенных требованиях к всасывающей способности в широком диапазоне изменения подачи.

Основные задачи исследования:

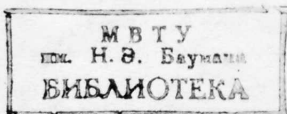
- определение влияния совместной работы шнека и центробежного колеса на эффективность работы шнеко-центробежной ступени на расчетном режиме;
- определение влияния на всасывающую способность шнеко-центробежной ступени изменения подачи насоса в широких пределах для двух его конструктивных исполнений - одновального и двухвального;
- определение влияния коэффициента напора шнека φ при постоянной подаче на выполнение условия бесрывной работы шнеко-центробежного насоса при кавитации, определение влияния коэффициента φ на КПД насоса;

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1474063

Газетдинов В.Г. Повышение



- разработка способа получения характеристик каждого рабочего колеса (осевого и центробежного) шнеко-центробежного насоса при их совместной работе и взаимном влиянии;
- проведение численного исследования полученных неравенств для шнеко-центробежного насоса с конкретной проточной частью;
- экспериментальные исследования опытного шнеко-центробежного насоса на кавитационных режимах при "одновальном" и "двухвальном" рабочих процессах;
- проведение с помощью разработанной методики поверочных расчетов на ЭВМ ранее созданных во ВНИИАЭН образцов шнеко-центробежных насосов.

Научная новизна:

- получено расчетное соотношение для оценки КПД шнеко-центробежного насоса (без учета потерь в отводе);
- установлена зависимость условия отсутствия кавитационного срыва работы насоса от коэффициента подачи;
- установлена зависимость условия бесрывной работы шнеко-центробежного насоса при кавитации от коэффициента напора шнека φ при расчетной подаче;
- установлена зависимость КПД шнеко-центробежной части насоса от коэффициента φ ;
- получены частные кавитационные характеристики каждой ступени насоса при их совместной работе и взаимном влиянии для двух рабочих процессов: одновального и двухвального.
- разработан признанный изобретением новый способ получения характеристик каждого рабочего колеса шнеко-центробежного насоса при их взаимном влиянии (а.с. СССР № 1204795);
- разработано признанное изобретением новое устройство, которое для одновального варианта шнеко-центробежного насоса снижает амплитуду низкочастотных пульсаций давления и расхода, а для двухвального - полностью устраняет опасность неустойчивой работы (а.с. СССР № 1308779).

Практическая ценность работы заключается в том, что получена возможность:

- прогнозирования КПД шнеко-центробежной части насоса;
- прогнозирования диапазона изменения подачи насоса, в котором шнек обеспечивает его бесрывную работу при кавитации;
- определения оптимальных значений коэффициента напора шнека φ для имеющегося центробежного колеса с затянутыми в горловину лопастьями по каждому из следующих критериев: $\varphi_{опт}(C_{кр})$, $\varphi_{опт}(КПД)$;

- получения характеристик каждого рабочего колеса при "одновальном" и "двухвальном" рабочих процессах с учетом их взаимного влияния;

- расширения диапазона изменения подачи насоса, в котором обеспечивается его беспрерывная и устойчивая работа при кавитации.

Разработаны программы для ЭВМ, позволяющие ускорить расчеты КПД шнеко-центробежной части насоса и диапазона изменения подачи, в котором шнек обеспечивает беспрерывную работу насоса на кавитационных режимах. Сформулированы рекомендации относительно повышения КПД, всасывающей способности и устойчивости работы существующих одновальных насосов, а также разрабатываемых в 1987-1988 годах принципиально новых-двухвальных шнеко-центробежных насосов с $\eta_s = 100...120$.

Внедрение результатов работы. Результаты работы использованы во ВНИИАЭН в рабочем проекте Н18.115.00.00РР конденсатного электронасоса КсВА 320 - 80, тема 0657-85-05 "Создание конденсатного насоса КсВА 320 - 80 для АТЭЦ с реактором ВВЭР - 1000". В 1987-1988 годах результаты диссертационной работы планируется использовать при создании новых шнеко-центробежных насосов, а также при разработке принципиально нового - двухвального конденсатного насоса по теме 0657-86-42 "Разработка и исследование макета конденсатного насоса в двухвальном исполнении".

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы докладывались:

- на заседаниях кафедры "Гидравлики и гидропневмоавтоматики" (Э-10) МВТУ им. Н.Э.Баумана (г. Москва);
- на VII областной научно-технической конференции молодых ученых и специалистов (г.Сумы, 1978г);
- на заседании научно-технического совета ВНИИАЭН;
- на Всесоюзной научно-технической конференции "Научные проблемы современного энергетического машиностроения и их решение" (г.Ленинград, 1987 г).

Публикации. По теме диссертации опубликовано пять статей, тезисы доклада, основные положения работы защищены двумя авторскими свидетельствами на изобретения.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, трех глав, заключения, списка литературы из 114 наименований. Работа изложена на 67 страницах машинописного текста, иллюстрируется рисунками на 78 страницах. Общий объем диссертационной работы составляет 159 страниц. Приложения - 126 страниц.

Во введении обосновывается актуальность темы и формулируется цель диссертационной работы. Крупные шнеко-центробежные насосы, в силу ответственного характера их работы на тепловых и атомных электростанциях (питательные насосы, конденсатные насосы) приравниваются к основному энергетическому оборудованию. Нередки случаи работы шнеко-центробежных насосов на режимах частичных подач, на пример при выводе энергоблоков на полную мощность или при их расхолаживании. Поэтому повышение КПД, антикавитационных свойств и устойчивости работы шнеко-центробежных насосов, прогнозирование их бесрывной работы в широком диапазоне изменения подачи, является важной и актуальной задачей.

В первой главе приводится анализ литературных данных по расчету и экспериментальным исследованиям шнеко-центробежной части насоса с точки зрения КПД и условия бесрывной работы расположенного за шнеком центробежного колеса, а также по обеспечению устойчивой работы насоса на кавитационных режимах с малыми подачами. Установлено, что данные по расчету КПД шнеко-центробежной части насоса отсутствуют. Нет данных по расчету условия бесрывной работы расположенного за шнеком центробежного колеса в широком диапазоне изменения подачи насоса. Рекомендации по эффективному предотвращению неустойчивой работы шнеко-центробежного насоса на кавитационных режимах с малыми подачами также отсутствуют.

Во второй главе приведены результаты теоретических исследований. Принятые обозначения: $\lambda_{ш}$, λ_k - критические числа кавитации, соответственно, для шнека и центробежного колеса; $\bar{D}_{ш}$ - коэффициент, равный отношению наружного диаметра шнека $D_{н.ш}$ к диаметру горловины D_1 центробежного колеса; $\bar{d}_{вт.ш} = d_{вт.ш}/D_{н.ш}$, $\bar{d}_{вт.к} = d_{вт.к}/D_1$ - втулочные отношения для шнека и центробежного колеса; $D_{р.ш} = \sqrt{(D_{н.ш}^2 + d_{вт.ш}^2)/2}$, $D_{р.к} = \sqrt{(D_1^2 + d_{вт.к}^2)/2}$ - расчетные диаметры входа в шнек и входа в центробежное колесо; $n_{ш}$, $n_{ш.р}$ - текущая и расчетная частота вращения шнека; n_k - частота вращения центробежного колеса; $i_p = n_{ш.р}/n_k$ - расчетное передаточное отношение; Q , Q_p - текущая и расчетная подачи насоса; $K_{ш} = \sqrt{D_{н.ш}^2 - d_{вт.ш}^2} / \sqrt{Q_p/n_{ш.р}}$, $K_k = \sqrt{D_1^2 - d_{вт.к}^2} / \sqrt{Q_p/n_k}$ - коэффициенты приведенных диаметров входа в шнек и входа в центробежное колесо; $\beta_{2ш}$ - угол установки лопастей шнека на выходе на диаметре $D_{р.ш}$; $q = Q/Q_p$, $q = Q/Q_p = n_{ш}/n_{ш.р}$ - относительные подачи при "одновальном" и "двухвальном" рабочих процессах; $\Delta h_{кр.ш}$, $\Delta h_{кр.к}$ - критические

кавитационные запасы на входе в шнек и на входе в центробежное колесо; $H_{ш}$ - напор шнека; $\gamma_{ш}$, $\gamma_{к}$, $\gamma_{0.ч.ч}$, $\gamma_{м.ч.ч}$ - гидравлические КПД шнека и центробежного колеса, объёмный и механический КПД центробежной части (без отвода) насоса; ψ_2 - коэффициент закрутки потока центробежным колесом, равный отношению окружной составляющей абсолютной скорости к переносной скорости на наружном диаметре центробежного колеса D_2 ; ψ - коэффициент закрутки потока шнеком, равный отношению окружной составляющей абсолютной скорости $u_{ш}$ к переносной скорости $U_{ш}$ на расчетном диаметре шнека $D_{р.ш}$; K_D - коэффициент, равный отношению $D_2/D_{р.ш}$.

I. Результаты исследования условия бесрывной работы центробежного колеса в широком диапазоне подач при "одновальном" и "двухвальном" рабочих процессах шнеко-центробежного насоса представлены соотношениями (I) и (2).

Приняв допущение, что момент скорости частиц жидкости при переходе с диаметра $D_{р.ш}$ на диаметр $D_{р.к}$ не изменяется, с учетом экспериментальных данных В.М. Жукова (ВНИИАЭН), свидетельствующих о том, что направление относительной скорости потока на выходе из шнека на его расчетном диаметре, независимо от подачи насоса, практически совпадает с направлением выходного участка лопастей шнека, известное неравенство $\Delta h_{кр.ш} + H_{ш} \geq \Delta h_{кр.к}$ представлено в зависимости от коэффициента подачи q :

- для "одновального" ($n_{ш} = n_{к} = const$) рабочего процесса

$$\alpha(1+\lambda_{ш})q^2 + \lambda_{ш}\bar{D}_{ш}^2(1+\bar{d}_{от.ш}^2) + 2\gamma_{ш}\bar{D}_{ш}^2(1+\bar{d}_{от.ш}^2)(1-\psi \cdot q) \gg$$

$$c(1+\lambda_{к})q^2 + (1+\lambda_{к})\bar{D}_{ш}^4 \cdot \frac{(1+\bar{d}_{от.ш}^2)^2}{1+\bar{d}_{от.к}^2} \cdot (1-\psi \cdot q)^2 + \lambda_{к}(1+\bar{d}_{от.к}^2) -$$

$$- 2\lambda_{к}\bar{D}_{ш}^2(1+\bar{d}_{от.ш}^2)(1-\psi \cdot q); \quad (I)$$

- для "двухвального" ($n_{ш} \sim Q$, $n_{к} = const$) рабочего процесса

$$\alpha(1+\lambda_{ш})i_p^2 q^2 + \lambda_{ш}\bar{D}_{ш}^2(1+\bar{d}_{от.ш}^2)i_p^2 q^2 + 2\gamma_{ш}\bar{D}_{ш}^2(1+\bar{d}_{от.ш}^2)(1-\psi \cdot q)i_p \cdot q \gg$$

$$c(1+\lambda_{к})q^2 + (1+\lambda_{к})\bar{D}_{ш}^4 \cdot \frac{(1+\bar{d}_{от.ш}^2)^2}{1+\bar{d}_{от.к}^2} \cdot (1-\psi \cdot q)^2 i_p^2 q^2 + \lambda_{к}(1+\bar{d}_{от.к}^2) -$$

$$- 2\lambda_{к}\bar{D}_{ш}^2(1+\bar{d}_{от.ш}^2)(1-\psi \cdot q)i_p \cdot q, \quad (2)$$

$$\text{где } a = \frac{2 \cdot 4^2 \cdot 60^2 \bar{D}_{ш}^2 (1 - \bar{d}_{вм.ш}^2)}{\pi^4 K_{ш}^6}, \quad b = \frac{4 \cdot 60 \cdot \sqrt{2}}{\pi^2 K_{ш}^3 \tan \beta_{2лш}}, \quad c = \frac{2 \cdot 4^2 \cdot 60^2 (1 - \bar{d}_{вм.к}^2)}{\pi^4 K_{к}^6}.$$

В выражениях (1) и (2) $\lambda_{ш}$, $\lambda_{к}$ и $\beta_{2лш}$ зависят от q . Зависимости $\lambda_{ш}(q)$ и $\lambda_{к}(q)$ получены с помощью решения С.С. Руднева задачи отрывного течения в решетке профилей конечной толщины, которое учитывает углы атаки на входе в решетку. Зависимость $\beta_{2лш}(q)$ для шнеков со скелетной линией профиля лопасти в виде дужки окружности (а именно такие шнеки рассматриваются в данной работе) принято по опытным данным, полученным во ВНИИАЭН В.М. Жуковым. В итоге, все члены неравенств (1) и (2) поставлены в прямую зависимость от q и вместо условия $\Delta h_{кр.ш} + H_{ш} \geq \Delta h_{кр.к}$ для обоих рабочих процессов получены неравенства вида

$$F_1(q) \geq F_2(q) \quad (3)$$

где индекс 1 относится к левым, а индекс 2 - к правым частям неравенств (1) и (2). На рис. 1 показаны результаты расчета на ЭВМ по неравенству (3) типичной для ВНИИАЭН шнеко-центробежной ступени с $N_s = 110$. Видно, что условие (3) соблюдается в строго определенном диапазоне подач.

2. Результаты исследования влияния относительной закрутки потока шнеком φ на КПД шнеко-центробежной части насоса и на условие бесрывной работы центробежного колеса для заданного (расчетного) режима работы насоса.

При нормальном (без закрутки) входе потока в шнек и фиксированном режиме работы насоса коэффициент $\varphi = v_{ш} / u_{ш}$ можно считать коэффициентом напора шнека. С учетом принятых выше обозначений и допущений, после рекуррентных преобразований условие бесрывной работы центробежного колеса представлено в зависимости от коэффициента φ .

$$\frac{2 \cdot 4^2 \cdot 60^2}{\pi^4 K_{ш}^6} \cdot \frac{1 - \bar{d}_{вм.ш}^2}{1 + \bar{d}_{вм.ш}^2} (1 + \lambda_{ш}) + \lambda_{ш} + 2\varphi \beta_{2лш} \geq \frac{1 + \bar{d}_{вм.к}^2}{\bar{D}_{ш}^2 + \bar{d}_{вм.к}^2} \left[\frac{2 \cdot 4^2 \cdot 60^2}{\pi^4 K_{к}^6} \cdot \right.$$

$$\left. \cdot \frac{1 - \bar{d}_{вм.к}^2}{1 + \bar{d}_{вм.к}^2} (1 + \lambda_{к}) + \lambda_{к} \left(1 - \varphi \frac{\bar{D}_{ш}^2 + \bar{d}_{вм.к}^2}{1 + \bar{d}_{вм.к}^2} \right)^2 + \varphi^2 \left(\frac{\bar{D}_{ш}^2 + \bar{d}_{вм.к}^2}{1 + \bar{d}_{вм.к}^2} \right)^2 \right] \quad (4)$$

Значения φ варьировались за счет изменения углов установки лопастей шнека на выходе. Входная часть шнека при этом оставалась неизменной. В этом случае $\lambda_{ш}$ в первом приближении не зависит от

φ , так как решетка лопастей шнека гидродинамически непрозрачна

на. Изменение значений φ за счет искривленности лопастей шнека на выходе влияет на величину его гидравлического КПД $\eta_{гш}$. При этом с уменьшением коэффициента φ , то есть с уменьшением кривизны лопастей шнека, значения $\eta_{гш}$, по-видимому, будут изменяться незначительно. Наоборот, с увеличением φ , то есть с увеличением кривизны лопастей шнека, возможен отрыв потока и, следовательно, падение КПД $\eta_{гш}$. Для нахождения предельного значения $\eta_{гш}$, а, следовательно, и предельного значения φ , выше которого возможно отрывное течение в шнеке, использованы данные Хоуэлла. Зависимость λ_K от φ получена с помощью формулы С.С. Руднева для расчета критического числа кавитации λ в решетке профилей конечной толщины. В итоге обе части неравенства (4) поставлены в прямую зависимость от φ

$$F_1(\varphi) \geq F_2(\varphi) \quad (5)$$

При рассмотрении мощности шнеко-центробежной части насоса как суммы мощностей, потребляемых на заданном режиме работы насоса отдельно шнеком и центробежным колесом, без учета (ввиду их малости) объемных и механических потерь в шнеке, получено следующее выражение для КПД шнеко-центробежной части насоса (без отвода)

$$\eta' = \frac{\varphi_2 K_D^2 \eta_{гк} - \varphi(\eta_{гк} - \eta_{гш})}{\varphi + \frac{\varphi_2 K_D^2 - \varphi}{\eta_{0ц.г} \cdot \eta_{мц.г}}} \quad (6)$$

В выражении (6) величины $\eta_{гк}$, $\eta_{0ц.г}$, $\eta_{мц.г}$ для рабочего колеса также зависят от φ . При изменении φ за счет кривизны выходной части лопастей шнека изменяется величина относительной скорости W_{K1} на входе в центробежное колесо, а, следовательно, и степень диффузорности течения в его каналах, определяемая отношением W_{K1}/W_{K2} . С изменением φ изменяются также и углы атаки δ_K на входе в центробежное колесо. В итоге, изменяется величина $\eta_{гк}$. Однако по опытным данным Е.И. Янкина (ВНИИАЭН) влияние W_{K1}/W_{K2} на гидравлические потери в центробежном колесе с $n_s = 100 \dots 120$ невелико. Поэтому приближенно можно считать, что КПД $\eta_{гк}$ зависит главным образом от δ_K . С учетом последнего и, используя данные по влиянию δ_K на гидравлические потери в центробежном колесе, полученные К.П. Селезневым и Д.Б. Галеркиным для центробежных компрессоров, получено выражение для расчета $\eta_{гк}$ в виде

$$\zeta_{Гк} = 1 - 0,05(1 + 0,0045 \delta_k^2) \frac{1 + 1/\tan^2 \beta_{п1}}{1 + 1/\tan^2 \beta_{к1}}, \quad (7)$$

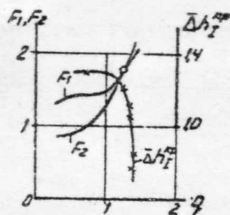
где $\beta_{п1}$, $\beta_{к1}$ — соответственно, угол между направлением относительной скорости и обратным направлением окружной скорости и угол установки лопастей на входе в центробежное колесо.

В выражении (7) $\delta_k = \beta_{к1} - \beta_{п1}$. Следовательно, при неизменном центробежном колесе, то есть при $\beta_{к1} = \text{const}$, КПД $\zeta_{Гк}$ зависит только от $\beta_{п1}$. Зависимость $\beta_{п1}$ от φ , а, следовательно, и $\zeta_{Гк}$ от φ , нетрудно найти из треугольников скоростей на выходе из шнека и на входе в центробежное колесо с учетом допущения о постоянстве момента скорости при перемещении частиц жидкости с диаметра $D_{шк}$ на диаметр $D_{р.к}$.

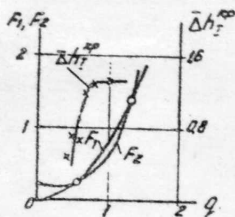
С увеличением значений φ растет циркуляция скорости на входе в центробежное колесо. При этом теоретический напор центробежного колеса, а, следовательно, и его потенциальная часть, уменьшается, то есть уменьшается перепад давлений на уплотнении колеса. Вследствие этого снижаются перетечки жидкости через щель уплотнения, то есть величина $\zeta_{щ.г}$ возрастет. Взаимосвязь между коэффициентом φ и объёмными потерями позволила получить зависимость $\zeta_{щ.г}(\varphi)$ по известным формулам. Используя эту зависимость и данные, полученные во ВНИИАЭН В.А. Головиным по влиянию величины перетечек на мощность дискового трения центробежного колеса, получили зависимость $\zeta_{м.г}(\varphi)$. В результате получены зависимости $\zeta_{Гк}(\varphi)$, $\zeta_{щ.г}(\varphi)$, $\zeta_{м.г}(\varphi)$ и в итоге — общее выражение для КПД шнеко-центробежной части насоса без учета потерь в отводе

$$\zeta' = f(\varphi) \quad (8)$$

На рис. 2, а для ступени ВНИИАЭН с $n_s = 110$ пунктирной линией показан расчетный график общего КПД ступени $\zeta = f(\varphi)$, полученный путем вычитания из подсчитанного по формуле (6) КПД шнеко-центробежной части ζ' среднестатистической величины гидравлических потерь в отводе (в данном случае в направляющем аппарате), равной 5%. Виден оптимальный диапазон значений φ , в котором КПД является максимальным. На рис. 2, б показаны результаты расчета такой же ступени по неравенству (5). Данные расчета представлены в виде зависимости от φ разности $\Delta F = F_1 - F_2$, которая представляет относительную величину критического надкавитационного запаса энергии потока перед центробежным колесом. Видна область оптимальных значений φ , соответствующих максимальной величине ΔF .

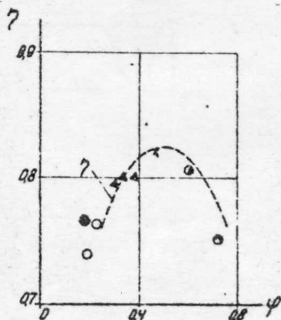


а)

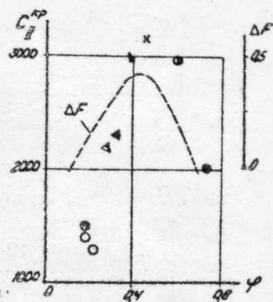


б)

Рис. 1. Графики функций $F_1 = f(q)$, $F_2 = f(q)$ и экспериментальные зависимости $\Delta h_I^{kp}(q)$ для "одновального" (а) и "двухвального" (б) рабочих процессов шнеко-центробежного насоса.



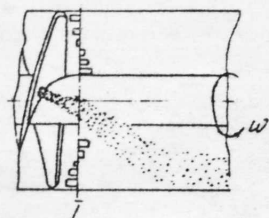
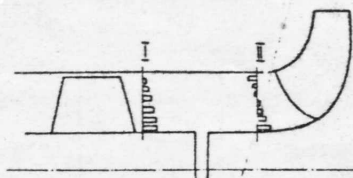
а)



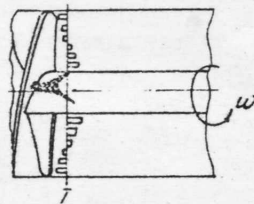
б)

Рис. 2. График функции $\eta = f(\psi)$ и экспериментальные данные по η - (а); график функции $\Delta F = f(\psi)$ и экспериментальные данные по C_{II}^{kp} - (б). Экспериментальные точки относятся к оптимальным режимам работы ступеней с различными $\beta_{2\lambda ш}$ одновальных насосов.

Рис. 3. Схема установки флажков-флюгеров в пространстве между шнеком и центробежным колесом.



а)



б)

Рис. 4. Эскизы потока в пространстве между шнеком и центробежным колесом при наличии низкочастотных пульсаций давления и расхода в шнеко-центробежном насосе с "двухвальным" рабочим процессом.

Рис. 5. Решетки лопастей шнека (1), направляющего аппарата (2), центробежного колеса (3) и предполагаемое изменение направления обратных токов после их отражения от лопастей направляющего аппарата при "двухвальном" рабочем процессе насоса.



В третьей главе описаны результаты экспериментальной проверки теоретических исследований. Приведено описание экспериментальной установки, конструкции опытного насоса и испытанных вариантов рабочих органов. Экспериментальная установка выполнена с замкнутой системой циркуляции жидкости и позволяет получать все внешние характеристики опытного насоса в соответствии с ГОСТ 6134-71. Средняя квадратичная относительная погрешность определения КПД η опытного насоса равнялась 0,6%, кавитационного запаса Δh на входе в насос при $\Delta h = 1,5$ м составляла 1,4%.

1. Проверка результатов исследования условия бесрывной работы центробежного колеса в широком диапазоне подач.

Для экспериментальной проверки адекватности результатов расчета условия бесрывной работы центробежного колеса в широком диапазоне изменения подачи - проверки выполнения неравенства (3) - кавитационным характеристикам насоса были подобраны исследованию "одновальный" и "двухвальный" рабочие процессы опытного насоса. Конструкция опытного насоса позволяла во время кавитационных испытаний фиксировать одновременно и независимо значения потребляемой мощности на валу шнека и на валу центробежного колеса и, таким образом, получать кавитационную характеристику шнека и кавитационную характеристику центробежного колеса при их совместной работе. По этим характеристикам определялись кавитационные запасы, соответствующие первому критическому режиму кавитации - началу падения мощности для обоих рабочих органов. Отношение значений этих кавитационных запасов $\bar{\Delta h}_I^{\text{кр}} = \Delta h_{I\text{ш}}^{\text{кр}} / \Delta h_{I\text{к}}^{\text{кр}}$ изменялось при вариациях q . Зависимость $\bar{\Delta h}_I^{\text{кр}}(q)$, изображенная на рис. 1, чисто качественно иллюстрирует тот факт, что у насоса с данной проточной частью есть довольно узкая область изменения коэффициента подачи, в которой указанное отношение критических значений кавитационных запасов резко уменьшается, что приводит к кавитационному срыву работы шнеко-центробежной ступени при дальнейшем развитии кавитации в сторону второго критического режима или при соответствующем изменении коэффициента подачи q . Видно, что экспериментальные данные согласуются с результатами расчетов.

2. Проверка результатов исследования влияния относительной закрутки потока шнеком ψ на КПД шнеко-центробежной части насоса и на условия бесрывной работы центробежного колеса для заданного (расчетного) режима работы насоса.

Для проверки результатов расчета условия бесрывной работы центробежного колеса - неравенства (5) - и КПД шнеко-центробежной

части насоса - выражения (6) - в зависимости от коэффициента напора шнека φ были использованы данные по испытаниям на оптимальном режиме шнеко-центробежных ступеней конструкции ВНИИАЭН. При обработке экспериментального материала из всей гаммы имеющихся во ВНИИАЭН шнеко-центробежных ступеней были отобраны только ступени с $\eta_s = 100 \dots 120$, отличающиеся главным образом значениями φ . На рис. 2 показаны результаты обработки отобранных экспериментальных данных в виде зависимостей от φ общего КПД ступеней и их критического кавитационного коэффициента быстроходности по второму критическому режиму $C_{II}^{кр}$. Пунктирной линией показаны расчетные зависимости $\eta = f(\varphi)$, $\Delta F = f(\varphi)$. Видно, что диапазон φ , соответствующий максимальным значениям $C_{II}^{кр}$, соответствует значениям φ с максимальной величиной расчетного безразмерного надкавитационного запаса энергии ΔF перед центробежным колесом, то есть наивысшие антикавитационные свойства выделенных ступеней имеют место при максимальном расчетном значении ΔF . Аналогичный вывод можно сделать и относительно КПД. Расчетный и экспериментальный диапазоны значений φ , соответствующие максимальному КПД η , практически совпадают. Видно, что оптимальный диапазон значений φ , соответствующий максимальным значениям η и ΔF , равен примерно $0,4 \dots 0,5$.

3. Результаты экспериментального исследования опытного насоса при кавитации.

Известно, что при работе однофазного насоса на кавитационных режимах с малыми подачами, в насосе и в сети, на которую он работает, возникают низкочастотные пульсации давления и расхода (НПДР). Это связано с появлением на этих режимах на входе в рабочее колесо насоса обратных токов. По данным В.Г. Кинелева причиной НПДР является вращение в зоне обратных токов дискретных кавитирующих макровихрей, формирование которых связано как с развитием неустойчивости в слое жидкости на границе между прямым и возвратным потоками, так и с выносом обратными токами из проточной части шнека концевых вихрей, образующихся в результате сворачивания щекового потока с лицевой стороны лопасти шнека на тыльную.

Можно исключить появление обратных токов из шнека, если при уменьшении подачи насоса уменьшать и частоту вращения шнека так, чтобы на его входе сохранялось кинематическое подобие потока. В связи с этим стали изменять частоту вращения шнека пропорционально подаче насоса, то есть по закону $n_{ш} \sim Q$. Однако в результате испытаний опытного насоса оказалось, что и в этом случае на

режимах малых подач, при наличии кавитации, возникают НПДР.

Для выяснения причины явления была исследована кинематика потока в пространстве между шнеком и центробежным колесом с помощью свободно вращающихся металлических флажков-флюгеров (рис.3). Стенки корпуса насоса были изготовлены из прозрачного материала. В результате наблюдений было установлено, что на режимах малых подач флажки фиксируют наличие обратных токов из центробежного колеса в сторону шнека, причем в диапазоне подач $0 \leq q \leq 0,3$ наличие осевой слагающей абсолютной скорости обратных токов отмечалось не только в сечении I, но и в сечении II (см.рис.3). Это означает, что жидкость, перемещающаяся в виде обратных токов навстречу расходному потоку по периферии канала, начинает взаимодействовать с потоком, выходящим из шнека. В этом случае в слое жидкости на границе между прямым и возвратным потоками развивается неустойчивое течение, приводящее к появлению дискретных вихревых жгутов. Наблюдения за потоком с помощью стробоскопа показали, что, действительно, в пространстве между шнеком и центробежным колесом при работе насоса по закону $n_{ш} \sim q$ на кавитационных режимах в диапазоне подач $0 \leq q \leq 0,3$ возникают мощные вихревые жгуты. Образование кавитационных каверн в вихревых жгутах резко усиливало нестационарность течения, из-за чего возникали сильные колебания давления и расхода, то есть НПДР. При наблюдении за потоком на режимах с НПДР впечатление было таким, как будто обратные токи, образующиеся на входе в центробежное колесо, начинали пульсировать с низкой частотой. Они как бы отрывали "хвост" вихревого жгута с каверной от лицевой поверхности лопасти шнека (рис.4) и он исчезал в центробежном колесе, вызывая мощное сотрясение всей опытной установки. При этом одновременно возникал новый вихревой жгут (см.рис.4,а), в нем возникала каверна, и явление повторялось. Чтобы убедиться, что одной из причин возникновения НПДР было взаимодействие обратных токов и потока, выходящего из периферийной части шнека, были проведены испытания опытного насоса с двумя вариантами неподвижных осевых направляющих аппаратов, устанавливаемых поочередно в пространстве между шнеком и центробежным колесом. Результаты испытаний насоса с направляющим аппаратом, решетка лопастей которого была гидродинамически непрозрачной для поступающих из центробежного колеса обратных токов (рис.5) показали полное отсутствие НПДР во всем диапазоне подач без ухудшения КПД насоса. При этом антикавитационные свойства насоса на режимах частичных подач значительно улучшились.

Аналогичные испытания одновального насоса показали, что установка между шнеком и центробежным колесом указанной выше решетки лопастей (см. рис. 5) снижает, но не исключает НЦДР, так как в этом случае остаются обратные токи на входе в шнек, которые также возбуждают пульсации.

В ы в о д ы

1. Разработан и подтвержден экспериментально новый метод расчета, позволяющий на стадии проектирования шнеко-центробежного насоса $n_s = 100...120$ с "одновальным" или "двухвальным" рабочими процессами, во-первых, прогнозировать диапазон изменения подачи насоса, в котором шнек обеспечивает бесрывную работу центробежного колеса при кавитации; во-вторых, профилировать проточную часть одновального насоса на расчетную подачу с оптимальным значением коэффициента напора шнека, когда выполняется и условие бесрывной работы насоса при кавитации, и реализуется максимально возможный НЦД его шнеко-центробежной части.
2. Получена возможность рассчитать методом итераций потребное оптимальное значение φ для заданного режима работы одновального центробежного насоса средней быстроходности с вытянутыми в горловину лопастями центробежного колеса, если поставлена задача повышения его всасывающей способности путем установки перед центробежным колесом предвключенного шнека.
3. Получена возможность на стадии проектирования прогнозировать величину критического кавитационного запаса для центробежных и шнеко-центробежных насосов с "одновальным" и "двухвальным" рабочими процессами в широком диапазоне подач.
4. Предложен признанный изобретением новый способ кавитационных испытаний шнеко-центробежных ступеней, позволяющий выявлять взаимовлияние через поток перемещаемой жидкости лопастных решеток предвключенного шнека и рабочего центробежного колеса (а.с. СССР № 1204795).
5. Экспериментально установлено, что в шнеко-центробежной ступени одновальной конструкции не удается полностью устранить возникающие при кавитации на малых подачах низкочастотные пульсации давления и расхода путем установки между шнеком и центробежным колесом неподвижной, непрозрачной для обратных токов из центробежного

колеса осевой решетки лопастей, так как в этом случае остаются обратные токи из шнека, которые также генерируют пульсации.

6. В результате экспериментального исследования кинематики потока в пространстве между шнеком и центробежным колесом установлено, что одной из причин неустойчивой работы насоса на недогрузочных режимах с кавитацией при вращении шнека пропорционально подаче является взаимодействие обратных токов, образующихся на входе в центробежное колесо с расходным потоком, выходящим из шнека.

7. Экспериментально установлено, что в шнеко-центробежной ступени с "двухвальным" рабочим процессом, когда частота оборотов шнека изменяется пропорционально подаче, удается полностью и эффективно устранить низкочастотные пульсации давления и расхода, возникающие при кавитации на малых подачах. Это достигается за счет установки между шнеком и центробежным колесом непрозрачной для обратных токов из центробежного колеса решетки лопастей (а.с. СССР № 1308779).

Основные положения диссертационной работы отражены в следующих работах:

1. А.с.1204795 СССР МКМ⁴ F 04B 51/00. Способ кавитационных испытаний шнекоцентробежного насоса/ Л.А.Василенко, В.Г.Тазетдинов (СССР).-№3754889/25-06; Заявлено 21.03.84; Оpubл.15.01.86, Бюл. №2// Открытия. Изобретения.-1986.-№2.-С.139.

2. А.с.1308779 СССР МКМ⁴ F 04D 9/04. Центробежный насос/ И.В.Матвеев, Л.А.Василенко, В.Г.Тазетдинов (СССР).-№3982016/25-06; Заявлено 24.10.85; Оpubл. 07.05.87, Бюл.№17// Открытия. Изобретения.-1987.-№17.-С.117.

3. Тазетдинов В.Г. Исследование условий согласования параметров предвключенного осевого и центробежного колес комбинированной ступени// Роль молодых исследователей и конструкторов химического машиностроения в реализации целевых комплексных программ и важнейших научно-технических проблем в свете решений XXVI съезда КПСС. Тезисы докладов.-Полтава, 1983.-С.90.

4. Тазетдинов В.Г. Проточная часть для крупных конденсатных насосов// Химическое и нефтяное машиностроение.-1983.-№ 2.-С.11-12.

5. Матвеев И.В., Василенко Л.А., Тазетдинов В.Г. К согласованию параметров шнека и центробежного колеса комбинированной ступени лопастного насоса// Известия ВУЗов. Машиностроение.- 1986.- № 6.- С.87-91.

6. Матвеев И.В., Василенко Л.А., Тазетдинов В.Г. О причине неустойчивой работы двухвального шнеко-центробежного насоса на кавитационных режимах с малыми подачами// Известия ВУЗов. Машиностроение.-1986.-№ 9.- С.66-69.

7. Матвеев И.В., Василенко Л.А., Тазетдинов В.Г. Повышение устойчивости системы шнеко-центробежный насос - сеть при двухвальной конструкции насоса// Известия ВУЗов. Машиностроение.- 1986.-№ 11.-С.68-71.

8. Матвеев И.В. и др. Расчетное определение оптимального коэффициента напора шнека в шнеко- центробежном насосе средней быстроходности/ Матвеев И.В., Василенко Л.А., Тазетдинов В.Г.; МВТУ им. Н.Э.Баумана.- М., 1986.- 17 с.- Деп. в ЦНТИхимнефтемаше 19.11.86, № 1620.

