

Автореферат
Д 81

инж. Гушаку И. В.
ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На правах рукописи

ДУДИН Юрий Андреевич

УДК 621.227.3.001.5

ТЕРМОГИДРОДИНАМИКА ПРОЦЕССОВ В ЦЕНТРОБЕЖНОМ И ПОРШНЕВОМ НАСОСАХ
ДЛЯ ЖИДКОЙ ДВУОКСИ УГЛЕРОДА И НЕКОТОРЫХ КРИОГЕННЫХ ЖИДКОСТЕЙ

Специальность 05.04.03 – Машины и аппараты холодильной
и криогенной техники и систем кондиционирования

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

XV 1105

ИНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
БІБЛІОТЕКА

Одесса – 1985

Работа выполнена в Одесском технологическом институте холодильной промышленности

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор В.Ф.Чебаевский
кандидат технических наук
В.В.Наумов

Ведущая организация - Всесоюзный научно-исследовательский,
конструкторский и технологический
институт гидромашиностроения
(г.Москва)

Защита диссертации состоится "8" апреля 1985 г. в 11 час.
на заседании специализированного совета К 068.27.01 при Одесском
технологическом институте холодильной промышленности по адресу:
270057, г.Одесса, ул.П.Великого, 1/3, ОТИХП.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ОТИХП.

Автореферат разослан "5" марта 1985 г.

Р.К.Никульшин

Одобрено
научно-техническим
советом
Одесского
технологического
института
холодильной
промышленности
27.03.85

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. "Основные направления экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года" предусматривают повышение качества, надежности, экономичности и производительности энергомашиного оборудования, интенсификацию технологических процессов холодильной промышленности, а также расширение применения новых методов воздействия на нефтяные пласты с целью увеличения извлечения нефти из недр. Одним из перспективных направлений повышения нефтеотдачи пластов является промышленное освоение технологии применения жидкой двуокиси углерода (CO_2).

Поставленные задачи связаны с подбором и разработкой нового насосного оборудования для разнообразных по своим теплофизическим свойствам жидкостей (двуокись углерода, криогенные жидкости, сжиженный природный газ, горячая вода и др.), а также с разработкой инженерных методов расчета эксплуатационных параметров насосно-трубопроводных систем.

Отсутствие универсальной теории термогидродинамического подобия характеристик насосов в широком интервале изменения термодинамических параметров состояния перекачиваемой среды (вплоть до критических) и ограниченность экспериментальных и эксплуатационных данных непосредственно в околокритической ($\tau \geq 0,8$) области параметров определяют актуальность исследований в настоящей работе.

Цель работы - опытно-аналитическое исследование термогидродинамических особенностей рабочего процесса и развития кавитационных явлений в центробежном и поршневом насосах на оптимальных и частичных нагрузках при перекачивании жидкой CO_2 в области параметров, соответствующих натурным условиям ее перекачивания промышленными насосными установками, и разработка обоснованных рекомендаций по проектированию и соотношений для расчета эксплуатационных параметров насосов с учетом теплофизических свойств перекачиваемой CO_2 , конструктивных и режимных параметров насосов.

Научная новизна. Впервые проведено систематическое опытно-аналитическое исследование кавитационных характеристик и энергетических показателей центробежного насоса нормальной быстротходности и поршневого криогенного насоса типа НСГ на жидкой CO_2 в околокритической области параметров состояния; исследован механизм развития кавитационных явлений в центробежной ступени при частичных ее нагрузках ($Q < 0,5$) и обоснованы условия наступления критических, сравненных по напору режимов, соответствующих предельному повышению температуры перекачиваемой среды на входном участке рабочего колеса. Для режимов недогрузки разработана термогидродинамическая модель перека-

тия кавитации в насосе, учитывающая известный термодинамический эффект ослабления кавитации и термодинамические особенности гидравлического торможения на входе рабочего колеса; получено обобщающее соотношение, рекомендованное для инженерных расчетов кавитационных параметров насосов практически во всей области режимных нагрузок.

Разработана методика расчета кавитационных параметров поршневых насосов типа НСГ с учетом теплофизических свойств перекачиваемой жидкой CO_2 (которая для некоторых криогенных жидкостей может рассматриваться как модельная) и параметров насоса.

Научные положения, защищаемые в работе.

1. В центробежных насосах на режимах их недогрузки при перекачивании жидкой двуокиси углерода и некоторых криогенных жидкостей в околокритической области параметров состояния термодинамические эффекты ослабления кавитационных явлений в значительной мере нивелируются в связи с существенными термодинамическими особенностями гидравлического торможения на входе рабочего колеса.

2. В поршневых насосах при перекачивании жидкой CO_2 и некоторых криогенных жидкостей в околокритической области параметров состояния усиление кавитационных явлений из-за повышения сжимаемости перекачиваемой среды оказывает превалирующее влияние на всасывающую способность насосов по сравнению с известным термодинамическим эффектом ослабления кавитации.

Реализация работы в промышленности и практическая ценность.

1. Результаты исследований внедрены в БашНИПнефть при разра- ботке ТЗ на проектирование центробежного и поршневого насосного оборудования для CO_2 и решении технологических задач обустройства нефтяных месторождений при их доработке с целью повышения нефтеотдачи.

2. На основе рекомендаций по выбору и расчету конструктивных элементов гидравлической части поршневых насосов для двуокиси угле- рода ВНИИгидромашем (г.Москва) выполнено проектное решение реконст- рукции гидравлической части промышленных насосов типа ПП-2 для CO_2 .

3. Рекомендации по расчету кавитационных параметров и выбору схем обвязки насосного оборудования для запращиков CO_2 внедрены на НИО "Кислородмаш" (г.Одесса) в технических и рабочих проектах при создании промышленного оборудования для CO_2 . Техничко-экономическая эффективность внедрения рекомендаций на стадии проектирования составляет 47,9 тыс.руб.

4. Методики расчета кавитационных параметров центробежных и поршневых насосов для жидкой CO_2 могут быть использованы для прибли- женного моделирования характеристик насосов, работающих на некоторых

криогенных жидкостях (жидкие H_2 , CH_4 и т.п.) в околокритической об- ласти параметров состояния.

Апробация работы. Разделы работы докладывались на: Всесоюзной конференции по холодильной технике (г.Ташкент, 1977 г.), Всесоюзной конференции "Повышение эффективности процессов и оборудования холо- дильной и криогенной техники" (г.Ленинград, 1981 г.), республикан- ской конференции "Оптимальное проектирование и строительство газо- транспортных систем" (г.Киев, 1977 г.), ежегодных научно-техничес- ких конференциях ОТИХП (№46-53, 1977-84 гг.), секциях НТС и научных семинарах БашНИПнефть (г.Уфа, 1982-84 гг.), НИИТкриогенмаш (г.Одес- са, 1978-81, 1984 гг.), ВНИИгидромаш (г.Москва, 1984 г.), ОПИ(г.Одес- са, 1984 г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 15 печатных работ и получено 4 авторских свидетельства СССР.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, че- тырех разделов, заключения и приложений. Работа содержит 135 стра- ниц основного текста, 9 таблиц, 44 рисунка (43 страницы), 10 стра- ниц приложений и списка литературы, включающего 163 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первом разделе проведен анализ современных представлений о влиянии теплофизических свойств перекачиваемой сре- ды на рабочие процессы и кавитационные явления в центробежном и поршневом насосах. Показано, что в исследованиях механизма срывных кавитационных явлений в насосах при перекачивании жидкостей, обла- дающих термодинамическими эффектами кавитации (ТЭК), существуют два принципиальных подхода, различия лишь в физических представлениях о кризисе течения в критическом сечении каналов рабочего колеса: "струйная модель" с критическим относительным паросодержанием пото- ка в кавитационной зоне (срывной режим характеризуется термодинами- ческим критерием подобия по кавитации $B_{кр} = V/V' = idem$) и "гомоген- ная модель" с термоакустическим запираемостью каналов колеса ($M_{кр} = I, 0$). Основополагающим общим звеном в обоих подходах является применение метода В-коэффициента.

Большинство расчетных соотношений для определения термодинами- ческой поправки на кавитационный запас лопастных насосов, получен- ных в опубликованных исследованиях путем обобщения опытных данных на основе "струйной модели", представлены в виде функциональных за- висимостей вида

$$\delta h_T = f(B_2, P_n) = f(K), \quad (I)$$

где критерий B_2 и полученный на его основе критерий фазового переко-

да K определяются выражениями

$$B = \bar{v} \frac{C_p \Delta T}{r^2} = \frac{C_p T}{102 r^2} (\bar{v}^2 - \bar{v}) \delta h = B_2 \delta h \text{ и } K = \frac{Q \rho'}{B_2 P_n} = \frac{r^2 \rho'}{C_p T (\bar{v}^2 - \bar{v}) P_n} \quad (2), (3)$$

Показано, что для всего многообразия форм кавитационных течений в насосах, перекачивающих жидкости с различной степенью ТЭК, параметр B не является универсальным критерием подобия при моделировании характеристик комплексной системы "насос-жидкость". Наиболее удовлетворительное обобщение опытных данных для кипящих и некипящих жидкостей (включая и криогенные) со значительными ТЭК получено на основе усовершенствованной "струйной модели", разработанной В.И.Петровым и В.Ф.Чебаевским.

Для области параметров $Z > 0,8$ в опубликованных работах содержится ограниченная информация, а для жидкой CO_2 вообще отсутствуют какие-либо систематизированные данные. Известные расчетные соотношения не учитывают взаимосвязь ТЭК в лопастных насосах с существенным термогидродинамическим эффектом торможения (ТЭТ) на входе рабочего колеса при частичных его нагрузках ($Q < 0,5$). Развитие кавитации в поршневых насосах при осложненных условиях пульсирующих давлений и расхода при перекачивании жидкой CO_2 и некоторых криогенных жидкостей, когда влияние сжимаемости перекачиваемой среды и ТЭК в области $Z > 0,8$ становится значительным, остаются не изученными.

Отмеченные нерешенные вопросы обосновывают актуальность темы и задачи исследований.

Во втором разделе описаны: конструктивные и технологические особенности экспериментальных стендов, конструктивные и режимные параметры проточной и гидравлической частей соответственно центробежного и поршневого насосов; система КИПа и нестандартные системы измерения основных параметров насосов, методики проведения параметрических, балансовых и кавитационных испытаний. Стенды созданы по типу замкнутых герметичных циркуляционных контуров высокого давления, в соответствии с современными нормами и требованиями.

Принципиальная схема замкнутого контура для энергетических и кавитационных исследований ЦН на жидкой CO_2 представлена на рис.1. Контур выполнен из нержавеющей стали и оснащен соответствующими системами обеспечения исследовательских испытаний. Экспериментальный одноступенчатый центробежный насос $N_8=110$ укомплектован двумя подобными рабочими колесами с цилиндрическими лопатками и несколько расширенным входом потока в колесо ($\chi=0,83$). Комплекс условий параметрических и балансовых испытаний на жидкой CO_2 практически соответствовал натурному (КН), а методики испытаний разработаны в соответствии с нормативными требованиями.

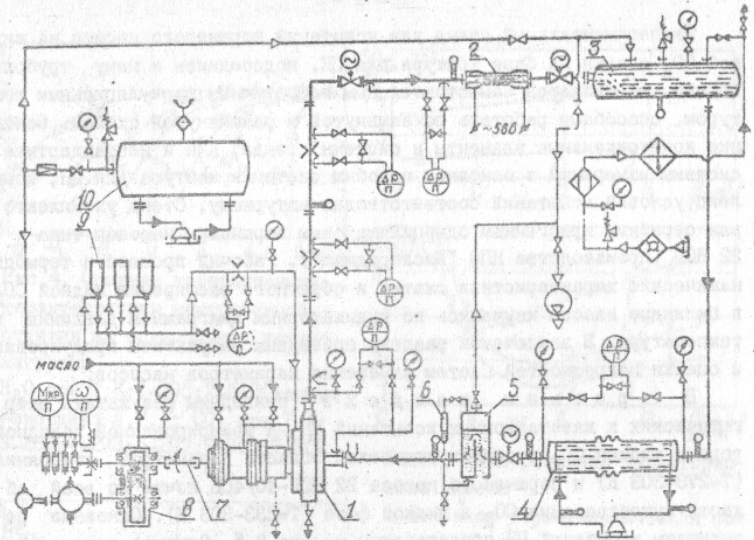


Рис.1. Принципиальная схема замкнутого циркуляционного контура 1-экспериментальный насос; 2-электроподогреватель; 3-резервуар; 4-теплообменник; 5-сепаратор-успокоитель; 6-указатель уровня; 7-торсионметр; 8-мультипликатор; 9-рампа воздушная; 10-компрессор воздушный

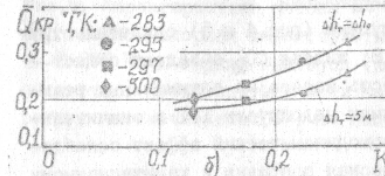
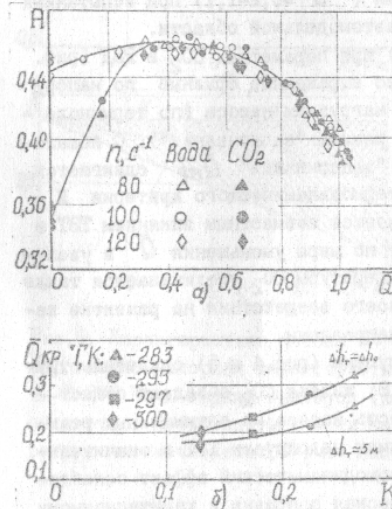


Рис.2. Относительная напорная характеристика (а) и зависимость критического расхода от свойств и переохлаждения CO_2 (б)

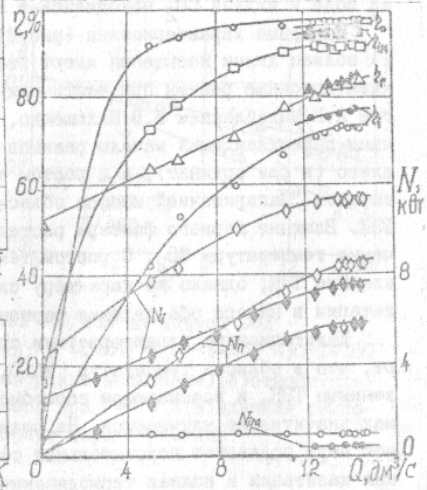


Рис.3. Энергетические характеристики центробежного насоса на жидкой CO_2 при $n_{ном}=100$ с

Экспериментальный стенд для испытаний поршневого насоса на жидкой CO_2 создан на базе контура для ЦН, подсоединен к нему трубопроводами, но является самостоятельным герметичным циркуляционным контуром, способным работать по замкнутой и разомкнутой схемам. Основные конструктивные элементы и системы стенда, КИП и нестандартные системы измерений в основном подобны системам контура для ЦН; комплекс условий испытаний соответствовал натурному. Стенд укомплектован серийным криогенным одноцилиндровым поршневым насосом типа 22 НСГ (производства НПО "Кислородмаш"). Рабочий процесс и термодинамические характеристики сжатия и обратного расширения жидкой CO_2 в цилиндре насоса изучались по индикаторным диаграммам давления и температуры. В заключении раздела приведены результаты градуировки и оценки погрешностей систем измерения параметров насосов.

В третьем разделе приведены результаты энергетических и кавитационных испытаний ЦН на деаэрированной холодной воде и жидкой CO_2 в околкритической области параметров состояния ($T=278-303 \text{ K}$) и поршневого насоса 22 НСГ-40/40Б почти во всей области существования CO_2 в жидкой фазе ($T=233-303 \text{ K}$). Основные результаты испытаний ЦН представлены на рис. 2-5. Опытные данные для воды хорошо согласуются с известными расчетными рекомендациями и служат сравнительной базой. По основному потоку через рабочее колесо все исследовательские режимы нагрузки ($\bar{Q} = 0,2-1,1$) при испытаниях на воде и жидкой CO_2 находились в автомодельной области.

Напорные характеристики (рис. 2) при параметрах CO_2 в РВД (рис. 1) вблизи линии насыщения имеют явно выраженные срывные по напору кавитационные режимы при частичных нагрузках насоса (по терминологии А.К. Михайлова и В.В. Малюшенко, режимы "запаривания"). С повышением переохлаждения начало режимов "запаривания" $\bar{Q}_{кр}$ сдвигается влево (к оси ординат), а с ростом термодинамического критерия K - вправо. "Запаривание" насоса объясняется совместным влиянием ТЭТ и ТЭК. Влияние первого фактора растет по мере уменьшения \bar{Q} и увеличения температуры CO_2 . С ростом температуры CO_2 увеличивается также влияние ТЭК, однако по характеру своего воздействия на развитие кавитации в насосе оба явления разнонаправлены.

Кавитационные характеристики ступени (рис. 4 и 5) свидетельствуют, что в области температур $T > 0,8$ жидкая CO_2 обладает существенными ТЭК, и всасывающая способность насоса на оптимальных режимах значительно улучшается. На режимах недогрузки ТЭТ в значительной мере подавляет положительный термодинамический эффект ослабления кавитации и полная термодинамическая поправка к кавитационному запасу, таким образом, уменьшается на величину дополнительной тер-

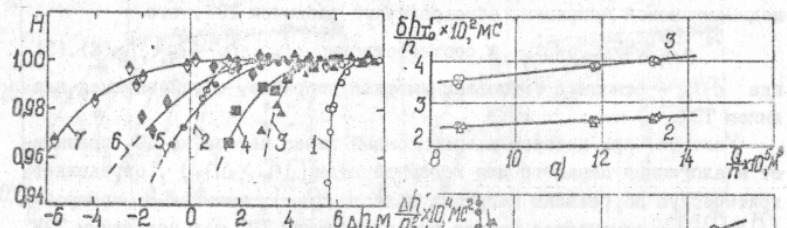


Рис. 4. Срывные кавитационные характеристики центробежной ступени на оптимальном режиме нагрузки H_2O при T, K : 1-293; 2-318 (данные Кеворкова Л.Р.); CO_2 при T, K : 3-283; 4-293; 5-297; 6-300; 7-302

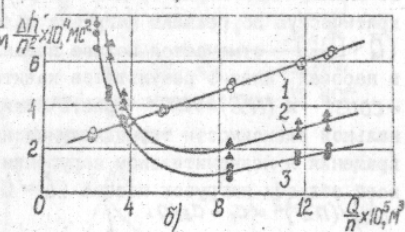


Рис. 5. Универсальная характеристика насоса а) основная термодинамическая поправка; б) кавитационный запас насоса; 1-вода, при $T=293 \text{ K}$ и $n=67-100 \text{ с}^{-1}$; 2- CO_2 при $T=283 \text{ K}$ и $n=80-100 \text{ с}^{-1}$; 3- CO_2 при $T=293 \text{ K}$ и $n=80-100 \text{ с}^{-1}$

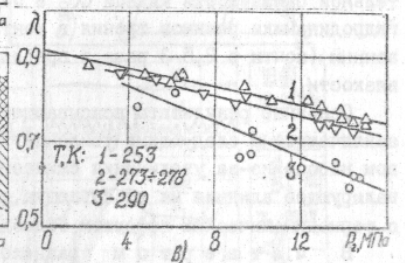
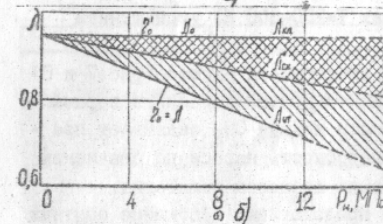
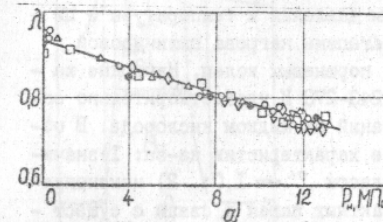


Рис. 6. Характеристики насоса 22 НСГ-40/40Б на жидкой CO_2 а) расходно-напорная характеристика; \diamond - $T=247 \text{ K}$; \square - $T=253 \text{ K}$; \circ - $T=260 \text{ K}$; Δ - $T=270 \text{ K}$; \bullet - жидкий кислород (заводские испытания); б) относительные потери производительности насоса при $T=278 \text{ K}$; в) влияние температуры перекачиваемой CO_2 на напорную характеристику

молекулярной поправки, обусловленной влиянием ТЭТ, т.е.

$$\delta h_T = \delta h_{T_0} - \delta h_{T_1} \text{ и соответственно } \Delta h_T = \Delta h_0 - \delta h_{T_0} + \delta h_{T_1} \quad (4), (5)$$

где δh_{T_0} - основная термодинамическая поправка, обусловленная влиянием ТЭК.

Условие, при котором кавитационный запас насоса на CO_2 превышает аналогичный параметр для холодной воды ($\Delta h_T > \Delta h_0$), определяет критическую по режимам нагрузки область ($Q_{кр}$), начиная с которой ($Q < Q_{кр}$) отмечается полное превалирование ТЭТ над известным ТЭК в насосах. Анализ результатов кавитационных испытаний при $Q/n = \text{const}$ и $(nD) = \text{var}$ (рис.5) свидетельствует о прямой пропорциональной зависимости термодинамической поправки δh_{T_0} от частоты вращения и незначительном нарушении подобия режимов практически во всей области нагрузок насоса ($Q = 0,2-1,1$): $\delta h_{T_0} \sim n$ и $\Delta h_T / (nD)^2 = a_1 - c_2/n$.

В результате испытаний поршневого насоса типа 22 НСГ на жидкой CO_2 определены напорные и кавитационные характеристики с одновременным снятием индикаторных диаграмм давления и температуры в цилиндре; определены расход утечек и степень нагрева цилиндрической втулки от трения в контактных парах поршневых колец. Напорные характеристики (рис.6) в области $T \approx 243-278 \text{ K}$ удовлетворительно согласуются с данными заводских испытаний на жидком кислороде. В области $T=283-303 \text{ K}$ отмечено ухудшение характеристик из-за: 1) значительной сжимаемости жидкой CO_2 в области $\tau \rightarrow 1,0$; 2) изменения гидродинамики режимов трения в контактных парах в связи с существенным (почти в 2,5-3 раза в пределах $T=250-300 \text{ K}$) уменьшением вязкости.

Основные результаты всасывающей способности насоса (рис.7 и 8) заключаются в следующем: усиление кавитационных явлений в поршневом насосе из-за увеличения сжимаемости жидкой CO_2 оказывает преобладающее влияние на всасывающую способность насоса по сравнению с термодинамическим эффектом ослабления процесса кавитации.

В четвертом разделе представлено обобщение опытных данных и получены термогидродинамические соотношения для моделирования характеристик и показателей центробежных насосов нормальной быстроходности, перекачивающих жидкую CO_2 в околокритической области параметров состояния, и кавитационных параметров поршневых насосов практически во всей области температур жидкой CO_2 .

Наилучшее обобщение опытных данных (рис.9а) для оптимальных режимов нагрузки и частоты вращения получено по критериальной форме(1)

$$\delta h_{T_0} = 3 \cdot 10^{-3} B_2^{0,5} (P_n / \rho' g)^{0,5} \quad (6)$$

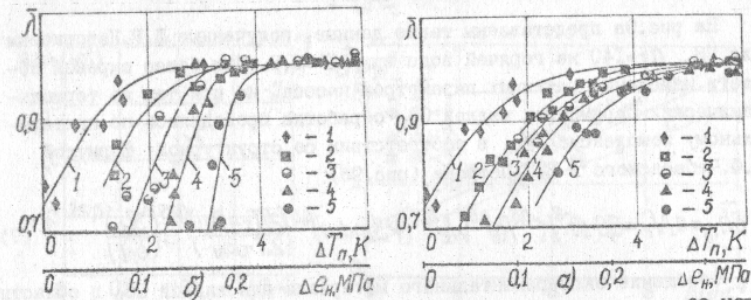


Рис.7. Кавитационные характеристики поршневого насоса типа 22 НСГ на жидкой CO_2 при $T=250 \text{ K}$ и $P_2, \text{ МПа}$: 1- P_1 ; 2-7,5; 3-10; 4-12,5; 5-15; а) $\lambda = 0,75$; б) $\lambda = 1,40$

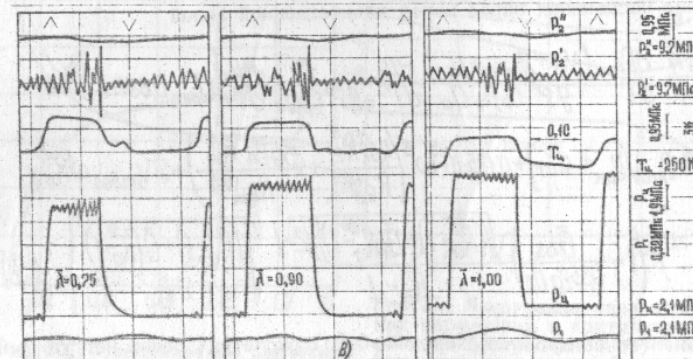
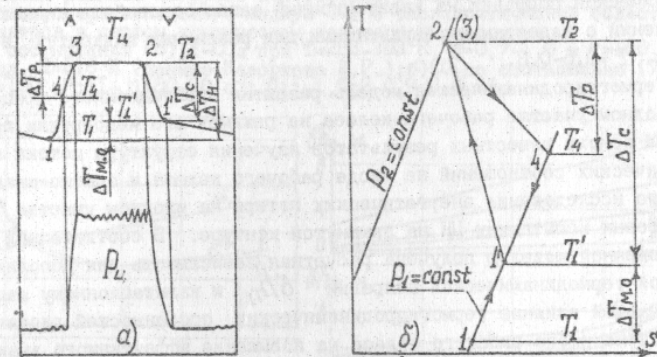


Рис.8. Индикаторные диаграммы давления и температуры перекачиваемой CO_2 в цилиндре поршневого насоса 22 НСГ а) осциллограмма T_4 и P_4 за один цикл и схема определения температурных характеристик рабочего процесса; б) рабочий процесс насоса в $T-V$ диаграмме; в) осциллограммы P и T при нормальном ($\lambda=1,00$) и кавитационных ($\lambda=0,90; 0,75$) режимах насоса

На рис.9а представлены также данные, полученные Л.Р.Кеворковым для ЦН $N_5=140$ на горячей воде при $T=0,8$. Для более широкой области изменения режимных параметров насоса, но при тех же термодинамических параметрах жидкой CO_2 обработка проводилась по критериальному комплексу N_7 в соответствии со структурной формулой В.Ф.Чебаевского и В.И.Петрова (рис.9б)

$$\overline{\delta h}_7 = c N_7 = 38 \cdot 10^{-8} K^{0,5} Re^{0,5} We^{0,25} (\psi \sin \alpha_{от})^{0,5} \left(\frac{2T+4\beta_{л1}}{2T-\beta_{л1}} \right)^{0,25} \left(\frac{S_1}{\sigma_{л1}} \right)^{0,25} \quad (7)$$

Обобщение экспериментального материала для жидкой CO_2 в области $T > 0,9$ подтвердило полученные в первом разделе расчетно-аналитические результаты о значительно менее существенной зависимости термодинамической поправки на кавитационный запас от свойств жидкостей в сравнении с известными результатами для различных жидкостей в области $T=0,5-0,8$.

Термогидродинамическая модель развития кавитационного процесса на входном участке рабочего колеса на режимах его недогрузки построена на основе известных результатов изучения структуры потока и кинематических соотношений на входе рабочего колеса и опытно-аналитического исследования энергетических потерь на входном участке при балансовых испытаниях ЦН на замкнутом контуре. В соответствии с предложенной моделью получена расчетная зависимость для дополнительной термодинамической поправки δh_7 к кавитационному запасу, учитывающей влияние термогидродинамических особенностей диссипации энергии на входе рабочего колеса на повышение эффективного значения давления насыщенных паров перед кавитационной зоной

$$\delta h_7 = \frac{\Delta T_1}{g\rho} \frac{dP_n}{dT} = \frac{(N_{гр} + N_{аэтр} + N_{л1})}{g\rho^2 c_p R_p Q \alpha} \frac{dP_n}{dT} = \frac{1}{g\rho^2 c_p Q \alpha} \frac{dP_n}{dT} \left\{ Q_{опт} 0,68 n \delta^{-2/3} \times \right. \\ \left. \times [E_{трк} \left((1-\eta_{рк})/\eta_{рк} + d_{л1} \right) + 0,125 \cdot 10^5 \omega^3 \left(\frac{4,52 R_2^5}{Re_2^2} + \frac{50 \rho_{л1} R_{ц1}^4}{Re_{ц1}^2} \right) + \pi V_{л1} \delta_{эз} \omega R_0^4 X \right. \\ \left. \times (1-\bar{Q})^{2/3} \left(1 - \frac{\bar{Q}}{0,35 \rho_{л1} n \delta} \right) \frac{\sqrt{[(R_0^2+1)+\bar{Q}(R_0^2-1)]/2-1}}{R_0-1} \sqrt{\frac{[(R_0^2+1)+\bar{Q}(R_0^2-1)]}{2R_0^2}} \right\} \quad (8)$$

Для исследованной ступени ($X=0,83$) расчетный режим нагрузки находился в области оптимальных подач ($Q_{опт}$ при $\eta_{л1} \rightarrow max$) и относительный параметр нагрузки \bar{Q} по отношению к безударному режиму составлял $\bar{Q} = Q/Q_{опт} = 1,4(Q/Q_{без})$.

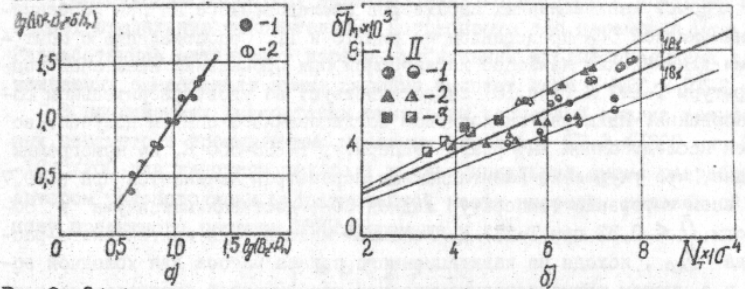


Рис.9. Обобщение зависимости термодинамической поправки для оптимальных режимов нагрузки центробежного насоса нормальной быстроходности, перекачивающего жидкую CO_2 в околоскритической области параметров в первом критическом кавитационном режиме а) по соотношению (6); 1- CO_2 при $T=283-303$ К, $\bar{Q}=0,7-1,0$ и $n=100$ с $^{-1}$; 2-вода, $T=510$ К (данные Кеворкова Л.Р.); б) CO_2 по соотношению (7); I- $n=100$ с $^{-1}$; II- $n=80-90$ с $^{-1}$; \bar{Q} : 1-1,0; 2-0,9; 3-0,66

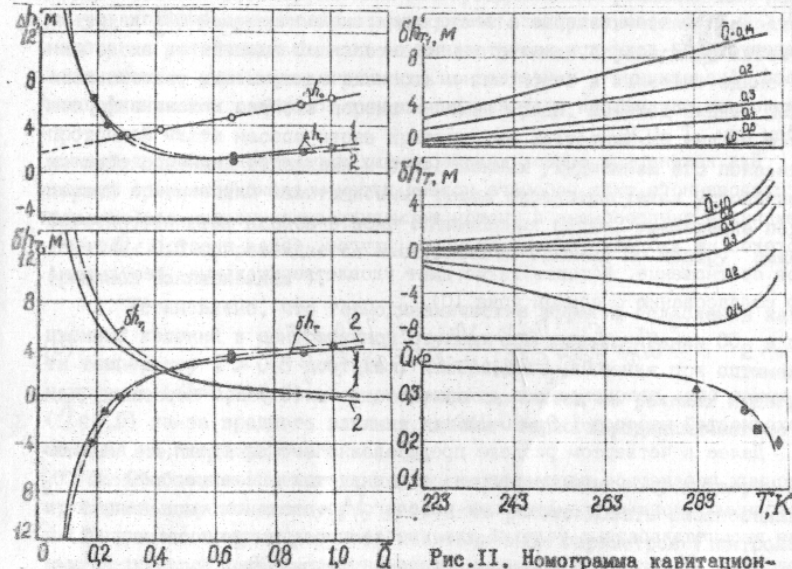


Рис.10. Сопоставление расчетных кавитационных параметров и результатов испытаний на жидкой CO_2 1- по соотношению (8); 2- по соотношению (9); ● - опытные данные на CO_2 при $T=293$ К ▲, ○, ■, ◆ - опытные данные при $\Delta h_7 \approx \Delta h_0$

Расчет кавитационных параметров исследованного ЦН при перекачивании жидкой CO_2 представлен на рис.10 и 11. Сопоставление с опытными данными для наиболее характерной при проведении испытаний температуры $T=293 \text{ K}$ (рис.10) свидетельствует об удовлетворительном согласовании. Примерно аналогичное согласование с опытом получено во всем исследованном интервале температур $T=283-300 \text{ K}$. Из номограммы видно, что ухудшение кавитационных параметров начинается при $\bar{Q}=0,7$ во всем интервале температур жидкой CO_2 , достигая максимума в области $\bar{Q} < 0,33$ при $T=283 \text{ K}$. Условием наступления критического расхода $\bar{Q}_{кр}$, исходя из кавитационного запаса насоса для холодной воды и с учетом термогидродинамических особенностей процесса, является

$$\Delta h_T \leq \Delta h_0 \quad \text{или} \quad \delta h_T \leq 0 \quad \text{при этом} \quad \delta h_T \geq \delta h_{T0}$$

Расчетная зависимость $\bar{Q}_{кр} = f(T)$, полученная по соотношениям (4) и (8) при выполнении данного условия, удовлетворительно согласуется с опытными данными для $T=283-300 \text{ K}$ (рис.11). Область подач $\bar{Q} \leq 0,2$ во всем интервале температуры перекачиваемой CO_2 является недопустимой даже при значительных ее переохлаждениях на входе насоса. Аналогичные в качественном отношении результаты расчета кавитационных параметров получены для жидких водорода, метана и горячей воды при $T=0,8$.

Для инженерных оценок кавитационных параметров непосредственно исследованного типа рабочего колеса путем модифицированного анализа механизма энергообмена с учетом термогидродинамических особенностей потоков на входном участке получено другое, более простое, расчетное соотношение, которое также дает удовлетворительные результаты по согласованию с опытом (рис.10)

$$\delta h_T = \frac{E_{п.к} [(1 - \nu_{п.к}) / \nu_{п.к} + \alpha_{ут}] d p_n / d T}{g \rho C_p \sqrt{2} \sqrt{5,44 n_8^{-2/3} + (2\bar{Q})^2 + 1}} \quad (9)$$

и может быть рекомендовано для расчета в более узком интервале быстроходностей насосов ($n_8=80-120$).

Далее в четвертом разделе представлена методика расчета кавитационных параметров поршневого насоса с учетом изменения свойств CO_2 . Основным условием схематизации рабочего процесса являлось выполнение внешнеадиабатных условий для насоса в целом при политропных процессах сжатия и обратного расширения жидкой CO_2 . В соответствии с предложенной методикой получено следующее расчетное соотношение для кавитационного параметра поршневого насоса типа НСГ, перекачивающего жидкую CO_2 в кавитационном режиме, соответствующему 10% - ному падению подачи ($\bar{\lambda}=0,9$):

$$\Delta T_{п.кр} = \Delta T_r + \Delta T_{м.о} = \frac{0,15}{d p_n / d T} + \frac{\chi \nu_{ср} p_n (27 - 0,0075 T)}{C_p} \left(\frac{1}{0,0294 T - 5,7} + \frac{1}{-0,0057 T + 2,03} - 2 \right) \quad (10)$$

Расхождение расчетных кавитационных параметров с опытными не превышает предельную относительную погрешность для параметра $\Delta T_{п.кр}$ ($\leq 17\%$). Разработанная методика в первом приближении вполне приемлема для осваиваемых в настоящее время серийно насосов типа 2 НСГ и ПТ-2.

В приложениях диссертации приведены расчетный анализ кавитационных параметров промышленных насосных агрегатов ПТ-2-4/200 и ПТ-2-12,5/200 для двуокиси углерода и принципиальная схема разработанной автором реконструкции гидравлической части насосов, положенной в основу проектного решения ВНИИгидромаша.

В В О Д Ы

1. На основе систематических экспериментальных исследований рабочего процесса в центробежной ступени нормальной быстроходности в широком интервале нагрузок и частоты вращения рабочего колеса ($\bar{Q}=0-1,0$; $n=50-120 \text{ с}^{-1}$) на жидкой CO_2 в области параметров ($T \geq 0,9$), характерных натурным условиям ее перекачивания промышленными насосными установками, установлено: для расчета энергетических показателей насоса на устойчивых бескавитационных режимах справедливы известные соотношения, учитывающие вязкость и плотность в качестве единственных теплофизических свойств перекачиваемой среды; переход жидкой CO_2 в проточной части насоса через критическое состояние не связан с какими-либо срывными явлениями и существенным ухудшением его показателей; первый критический кавитационный режим характеризуется устойчивой работоспособностью насоса в зоне оптимальных подач, уменьшение подачи в зоне $\bar{Q} < 0,5$ сопровождается наступлением срывных по напору режимов (режимов "запаривания").

2. Установлено, что термодинамические эффекты ослабления кавитационных явлений в центробежной ступени при перекачивании CO_2 в области температур $T > 0,8$ достигают наибольшего значения при оптимальных нагрузках ($\bar{Q}=0,7-1,0$) и существенно снижаются на режимах недогрузки ($\bar{Q} < 0,5$) из-за вредного влияния явления термогидродинамического торможения на входе рабочего колеса.

3. Обобщение опытных данных по термодинамическому критерию K и критериальному комплексу N_T позволяет рекомендовать соотношения (6) и (7) для инженерных расчетов кавитационных параметров (контролируемых по первому критическому режиму) центробежных насосов $n_8=80-120$ перекачивающих жидкости (включая и некоторые криогенные) в околокритической области температур на оптимальных режимах нагрузок.

4. Обоснована термогидродинамическая модель механизма развития кавитации в насосе на режимах его недогрузки, на основании которой получены удовлетворительно согласующиеся с опытными данными расчетные соотношения (8) и (9) для инженерных оценок кавитационных параметров

центробежных насосов $\eta_g=80-250$.

5. В результате систематических экспериментальных исследований рабочего процесса и кавитационных явлений в серийном криогенном поршневом насосе типа 22НСГ на жидкой CO_2 в области параметров $T=233 - 303$ К, соответствующих натурным условиям ее перекачивания насосными установками заправщиков CO_2 и систем обустройств нефтяных месторождений, установлено: заметно меньшее вредное влияние мертвого объема цилиндра и трения в контактных парах поршневых уплотнений на всасывающую способность насоса по сравнению с известными представлениями в криогенном насосостроении; существенное влияние вязкости перекачиваемой CO_2 в исследованном диапазоне температур на режим герметизации в контактных парах поршневых уплотнений; устойчивая работоспособность насоса при перекачивании жидкой CO_2 в области $\tau > 0,8$ на развитых, суперкавитационных режимах, контролируемых по 25-30%-ному снижению подачи насоса.

6. При перекачивании жидкой CO_2 поршневыми насосами в области $\tau=0,8-1,0$ установлено, что усиление кавитационных явлений из-за повышения сжимаемости перекачиваемой среды оказывает преобладающее влияние на всасывающую способность насосов по сравнению с известным термодинамическим эффектом ослабления кавитации.

7. Разработанная методика расчета кавитационных параметров поршневых насосов (10) может быть рекомендована для приближенного моделирования кавитационных характеристик промышленных насосов типа 2 НСГ и ПТ-2 на жидкой CO_2 .

8. Выполненное исследование работоспособности поршневого насоса на жидкой CO_2 позволило разработать рекомендации по реконструкции гидравлической части промышленных поршневых насосов для жидкой CO_2 типа ПТ-2, положенные в основу проектного решения ВНИИГидромаша.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Замкнутый циркуляционный контур для исследования влияния теплофизических свойств жидкостей на гидродинамику рабочего колеса центробежного насоса. - ЦИТИХимнефтемаш, Деп. №262, 17.09.75, 22 с., соавт.Роговский Т.А., Мельник В.М., Шульгин С.П.
2. Интенсификация трубопроводного транспорта сжиженных природных газов. - Холодильная техника и технология: Респ.межвед.научн.-техн. сб., 1977, вып.24, с.51-56, соавт.Роговский Т.А.
3. Влияние многокомпонентности состава СПГ на кавитационные характеристики центробежного насоса. - Тезисы докладов Всесоюзной конференции по холодильной технике. Ташкент, 1977, с.93-94, соавт. Роговский Т.А., Лепский Г.П.
4. Экспериментальные динамические характеристики контура с низкими -

пятим рабочим телом. - СИФ Информэнерго, Деп. №385, 23.05.77, 7с., соавт. Яворский В.И., Роговский Т.А., Слесарь А.П., Таубман Е.И.

5. Влияние свойств холодильных и криогенных жидкостей на термодинамическое подобие развития кавитационных процессов в насосах. - Холодильная техника и технология: Респ.межвед.научн.-техн.сб., 1978, вып.26, с.31-35, соавт. Роговский Т.А., Лепский Г.П.
6. Опытное-аналитическое исследование характеристик поршневого насоса 22 НСГ-40/40В на жидкой двуокиси углерода. - Холодильная техника и технология: Респ.межвед.научн.-техн.сб., 1981, вып.32, с.28-33, соавт. Роговский Т.А.
7. Термодинамическая интенсификация трубопроводного транспорта сжиженных газов. - Тезисы докл./Повышение эффективности процессов и оборудования холодильной и криогенной техники. - Ленинград, 1981, с.119, соавт. Мазур В.А., Роговский Т.А.
8. Исследование работоспособности центробежных углекислых насосов. - В кн.: Циклы и тепловые схемы АЭС с высокотемпературными реакторами. Под общ.ред. Д.П.Гохштейна, В.С.Кирова. - Киев: Вища школа, Головное издательство, 1983, с.151-161, соавт. Роговский Т.А.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ:

ρ - плотность; ν - удельный объем; $\bar{\nu} = \nu''/\nu'$ - относительный удельный объем; P - давление; r - теплота парообразования; C_p - теплоемкость; ν - кинематическая вязкость; τ - приведенная температура; α_{VT} - безразмерный коэффициент теплового расширения; ΔT_n - переохлаждение жидкости относительно температуры насыщения; ΔE_n - надкавитационное давление (напор); Δh - кавитационный запас; δh_r , $\delta h_r = \delta h_r / P_n$ - абсолютная и относительная термодинамические поправки; H, E_m - весовой и массовый напоры насоса; P_n - давление насоса; $A = \frac{Q}{\rho \nu}$ - коэффициент напора; Q - подача; $\bar{Q} = Q/Q_{opt}$ - относительная подача; N - мощность; η - к.п.д.; q - расход; λ - коэффициент подачи; Δh_r - гидравлические потери; ω - угловая скорость; n - частота вращения; c, u и w - абсолютная, окружная и относительная скорости, соответственно; R_0, R_2, R_{st} и $R_{ш}$ - радиусы входа, выхода, втулки и целевого уплотнения рабочего колеса; $R_0 = R_0/R_{st}$ - втулочное отношение; X - относительная площадь входа потока в рабочее колесо ЦН, относительная величина мертвого объема цилиндра поршневого насоса; S - шаг лопаток рабочего колеса ЦН, ход поршня поршневого насоса; α - угол входа потока; β - угол установки лопаток; δ_l - толщина лопатки; ψ - коэффициент загромождения каверны лопаткой; η_g - коэффициент быстроходности; C - кавитационный коэффициент быстроходности; B_2 - термодинамический критерий кавитации;

M , Re и We - числа подобия Маха, Рейнольдса и Вебера, соответст -
венно.

И н д е к с ы

1 - вход; 2 - выход; (') , (") - относятся к жидкой и паровой фазам;
 ρ - насыщения; кр - критический; без - безударный; ном - номиналь -
ный; опт - оптимальный; тр - трения; кл - клапана; ут - утечки; ц -
цилиндра; пр - процесса; S - изотропный; н - насоса; δ - диска;
р.к - рабочего колеса; щ - щели; U - окружная; m - меридианная;
вт - втулки; пер - периферии; обр.т - обратных течений; η - полезная;
 l - внутренний; M - механический; г - гидравлический; о - объемный;
г.т - гидравлического торможения; а - активный; с - сжатия; р -
растяжения; м.о - мертвого объема; т - термодинамический, теорети -
ческий.

Курочкин