

Автореф  
587

ОДЕССКИЙ ИНСТИТУТ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕХНИКИ И ЭНЕРГЕТИКИ

На правах рукописи

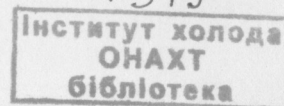
БРАЙЛОВСКИЙ Яков Львович

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КРИОСИСТЕМ НАСОСНЫХ  
ГАЗИФИКАТОРОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

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 919



Одесса - 1991

Работа выполнена в Одесском институте низкотемпературной техники и энергетики и в Одесском научно - производственном объединении " Кислородмаш."

Научный руководитель - доктор химических наук,  
профессор ЦЫКАЛО А.Л.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,  
профессор Лавренченко Г.К.

кандидат технических наук  
Мартыновский А.В.

Ведущая организация - НПО " Гелиймаш,"г.Москва.

Защита диссертации состоится "25" ноября 1991г.  
в 11 часов на заседании специализированного совета К.068.27.01  
при Одесском институте низкотемпературной техники и энергетики по  
адресу: 270100, г.Одесса, ул. Петра Великого, 1/3, ОИНТЭ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан " 1 " октября 1991г.

Ученый секретарь  
специализированного совета  
доктор наук, доцент

Р.К. Никульшин

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Одной из важнейших задач является создание оборудования, соответствующего лучшим мировым образцам. Насосные газификаторы (НГ) находят широкое применение и совершенствование их криосистем способствует развитию различных отраслей народного хозяйства, чем определяется актуальность настоящей работы.

Цель работы состояла в совершенствовании основных криосистем и отдельных ее элементов, создании НГ с упрощенной схемой, высокими гидравлическими характеристиками, неограниченной продолжительностью непрерывной работы с минимальными потерями криопродукта, а также в разработке математических моделей, позволяющих определять эффективность существующих и проектируемых НГ.

Научная новизна. Экспериментально определены оптимальные параметры основных элементов поршневых уплотнений насосов для сжиженных газов (НСГ), получены нагрузочные, срывные и регулировочные характеристики. Найден способ плавного регулирования подачи тихоходных НСГ на ходу. Исследованы два способа регулирования подачи.

По результатам исследований быстроходных НСГ внедрена эффективная компоновка с радиальным вводом криопродукта во всасывающую камеру и охлаждающую рубашку насоса.

Предложена методика расчета утечек через уплотнения с поршневыми кольцами, базирующаяся на экспериментальных данных и результатах промышленной эксплуатации выпускаемых насосов.

На основе анализа процессов тепломассообмена в криосистемах НГ показана целесообразность использования новых схем, в которых утечка возвращается не в резервуар, а во всасывающую камеру насоса.

Разработанная математическая модель резервуара, математическая модель насоса, полученные соотношения для определения потерь криопродукта позволяют определить эффективность работы НГ.

Новизна разработок подтверждена 6 авторскими свидетельствами.

### Научные положения, защищаемые в работе.

Экспериментально установленные параметры элементов поршневых уплотнений обеспечивают высокие гидравлические характеристики и надежность работы насоса, компоновка НСГ с радиальным вводом криопродукта - устойчивые режимы при минимальном кавитационном запасе.

Схема НГ, исключая возврат жидкой части утечки в резервуар, способствует термостабилизации криопродукта в нем на более низком температурном уровне, чем обеспечивается непрерывный длительный режим работы. Исключение возврата паровой части утечки предотвращает поступление избыточного количества пара в резервуар и необходимость сброса его в атмосфе-

ру, что устраняет неизбежные в схемах существующих установок потери.

#### Основные научные результаты работы.

На основании исследований тихоходных НСТ определено, что регулирование подачи в пределах 40...100% возможно за счет изменения сопротивления линии утечки.

Установлено, что разработанная методика расчета утечек через уплотнения с поршневыми кольцами согласуется с экспериментом в пределах 5...8%.

Показано, что применение традиционных схем серийных НГ с возвратом утечки в резервуар целесообразно при кратковременных, а новых – при длительных режимах работы. При этом при давлениях нагнетания  $P_H < 22 \text{ МПа}$  рекомендуется схема с возвратом всей утечки в насос, при  $P_H = 22...42 \text{ МПа}$  – схема с возвратом жидкой части утечки в насос, а паровой части – в резервуар.

Экспериментально определены оптимальные параметры элементов поршневых уплотнений: экспандеры толщиной 0,4 мм, поршневые кольца с косыми замками, количество пар колец – 4.

Полученные для исследуемых схем зависимости позволяют по ограниченному количеству исходных параметров определять температуру и кавитационный запас и потери жидкости, а также эффективность работы установок.

#### Практическое значение и внедрение результатов работы.

Полученные экспериментальные данные позволили более обоснованно принимать технические решения при совершенствовании выпускаемой продукции НПО "Кислородмаш" и при разработке новых образцов.

Предложенные методики расчета утечек в НСТ, потерь криопродукта в НГ, а также математические модели основных криосистем обеспечивают возможность решения широкого круга задач при проектировании.

Метрологическое оборудование исследовательских стендов находит применение при испытании выпускаемой заводом "Автогенмаш" продукции.

Результаты исследований внедрены: в тихоходных насосах типа I2 и 22НСТ, в макете винилового насоса I23НСТ-420/35-2, в быстроходных насосах типа 2НСТ, в газификаторах нового поколения типа Г и ПГ, в углекислотном автозаправщике ЗГА-1000, в воздухоразделительных установках (ВРУ) НПО "Кислородмаш" и Свердловского завода кислородного машиностроения.

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались на Всесоюзных конференциях и семинарах: "Криогенная техника-82" (г. Балашиха, Моск. обл., 1982), "Научно-технические проблемы криогенной техники и кондиционирования" (г. Москва, МВТУ им. Баумана, 1984), "Интенсификация производства и применение искусственного холода" (г. Ленинград, 1986), "Криогенная техника-87" (г. Москва, МВТУ им. Баумана, 1987), "Создание разнообразных экологически чистых систем получения инертных газов и связанная с этим приро-

доохранная политика предприятий" (г. Одесса, ИПК ММФ, 1991).

Публикации. Результаты исследований содержатся в 8 статьях, 5 докладах и 6 авторских свидетельствах.

Объем и структура диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, приложений и содержит 142 страницы основного текста, 56 рисунков и 11 таблиц. Библиография содержит 117 наименований.

#### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение посвящено постановке задач исследования и обоснованию его актуальности.

В первой главе дан анализ состояния вопроса. Рассмотрены конструктивные особенности, гидродинамические и тепловые процессы в аппаратах, коммуникациях и насосах, а также схемы НГ. Показано, что известные решения, описывающие указанные процессы, в большинстве случаев базируются на ряде упрощающих допущений и нуждаются в экспериментальной проверке. Применяемые схемы НГ мало пригодны для длительных режимов работы.

В соответствии с целью работы сформулированы задачи исследования:

1. Совершенствование элементов НСТ и создание оптимальной компоновки.
2. Разработка методики расчета утечек через поршневые кольца.
3. Исследование новых перспективных схем НГ.
4. Создание надежной математической модели НГ и его криосистем.

Вторая глава посвящена совершенствованию поршневых уплотнений тихоходных насосов. Испытаны уплотнения диаметром  $d_n = 20 \text{ мм}$  с 3, 4 и 5 парами колец с прямым и косым замками, с плотной либо свободной посадкой по ширине и диаметру, с экспандерами толщиной 0,1; 0,2; 0,4; 0,7 мм, а также два типа плунжеров – серийный и с мелкими канавками. Рабочая среда – кислород, азот.

Эффективность работы насоса оценивали общепризнанными характеристиками – коэффициентами наполнения  $\eta$  и подачи  $\lambda$ :

$$\eta = (Q + q_{\text{ут}}) / V_{\text{оп}}, \quad (1) \quad \lambda = Q / V_{\text{оп}}. \quad (2)$$

При этом определяли следующие характеристики: срывную –  $\lambda = f(P_H)$  и  $\lambda = f(\Delta T_a)$  при  $P_H = \text{const}$ , нагрузочную  $Q = f(P_H)$  и  $q_{\text{ут}} = f(P_H)$  при  $P_H = \text{const}$  и регулировочную  $\eta = f(P_{\text{ут}})$  и  $\lambda = f(P_{\text{ут}})$  при  $P_H = \text{const}$  и  $P_H = \text{const}$ .

На рис. I приведена зависимость  $q_{\text{ут}} = f(P_H)$  для уплотнений с 4 и 5 парами колец. Значения утечек во всем диапазоне давлений нагнетания для сравниваемых поршневых пар незначительно отличаются между собой, поэтому целесообразно применение 4 пар колец.

На основании экспериментов определены оптимальные параметры элементов поршневых уплотнений: экспандер толщиной 0,4 мм, кольца с косыми замками, тип посадки – свободная по высоте и диаметру либо только по высоте. Найден удобный способ плавного регулирования подачи насоса за счет изме-



нения сопротивления линии утечки (рис.2). Повышение давления утечки с 0,1 до 0,3 МПа приводит к снижению коэффициента подачи на 30%. С возрастанием  $P_{ут}$  до 0,4...0,5 МПа диапазон регулирования составляет 40...100%, что соответствует величине, предусмотренной техническими условиями на НСГ. Использование этого способа дает возможность отказаться от механизма регулирования, что упрощает насос и позволяет изменять подачу на ходу, а не после остановки, как в серийных НСГ.

Третья глава посвящена исследованию быстроходных насосов. Исследована компоновка с камерой перемешивания всасываемой жидкости и парожидкостной утечки. После перемешивания жидкость поступает в насос, а пары отводятся в резервуар. Это позволяет упростить конструкцию, однако снижается охлаждение всасываемой жидкости. С другой стороны наличие пара в камере сглаживает пульсации давления на всасывании.

Эффективность компоновки определяли в экспериментах с сосудами разделения вместимостью 0,3; 0,4 и 0,7 дм<sup>3</sup>, представляющими собой отрезки труб  $\varnothing 55 \times 1,5$  мм (рис.3). Для откачивания азота использовали насос 22НСГ-63/20. Подача насоса в экспериментах с сосудом вместимостью 0,7 дм<sup>3</sup> и без него одинаковы, с остальными сосудами — несколько ниже. Однако габариты установки возрастают. Для устранения теплопритоков к трубопроводам, соединяющим резервуар, сосуд разделения и насос целесообразно вместо сосуда использовать всасывающую камеру насоса, соединив внутренними каналами полости утечки и всасывания.

С целью создания эффективной конструкции быстроходного насоса проведены исследования трех вариантов цилиндрической группы. К серьезным недостаткам цилиндрической группы без охлаждающей рубашки следует отнести большую продолжительность (40...50 мин) охлаждения и связанные с этим значительные потери жидкого криопродукта. Цилиндрическая группа с вакуумной рубашкой из-за неудачной конструкции имела заниженные подачи и не обеспечивала устойчивые режимы работы насоса. В связи с этим основная часть экспериментов проведена с цилиндрической группой с охлаждающей рубашкой. Исследования с поршневыми уплотнениями диаметром 16, 20 и 25 мм при давлении нагнетания 5...40 МПа и частоте перемещения поршня 5, 7 и 9,5 с<sup>-1</sup> позволили определить оптимальный зазор между поршнем и рабочей втулкой (0,4 мм), найти минимальную ширину колец (1,5 мм), внедрить наиболее удачную конструкцию нагнетательного клапана (шариковый), снизить продолжительность охлаждения и запуска насоса (10...15 мин).

Наиболее эффективная компоновка цилиндрической группы с возвратом утечки в резервуар определена в результате исследований нескольких типов компоновок:

- с охлаждением только всасываемой жидкостью; охлаждением только утечкой; одновременно охлаждением всасываемой жидкостью и утечкой;

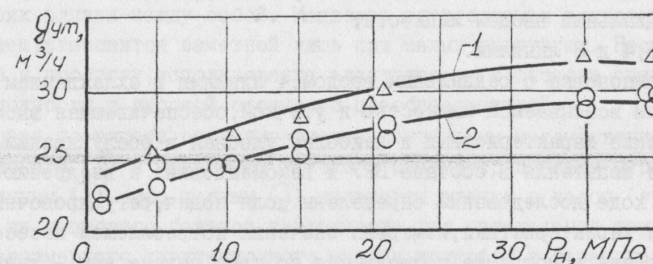


Рис.1. Зависимость  $q_{ут} = f(P_n)$

азот, 1 —  $\Delta$  — 4 пары колец, 2 —  $\circ$  — 5 пар колец

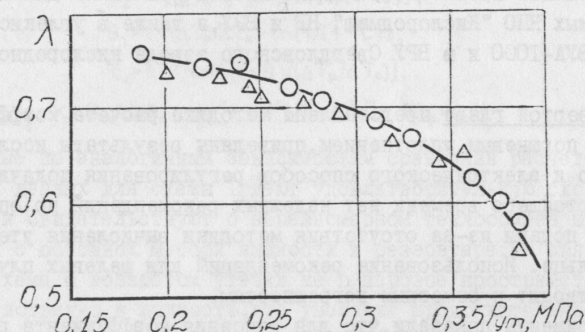


Рис.2. Зависимость  $\lambda = f(P_{ут})$  для уплотнений

с 4 парами колец, кислород,  $\Delta$  —  $P_n = 40$  МПа,  $\circ$  —  $P_n = 35$  МПа

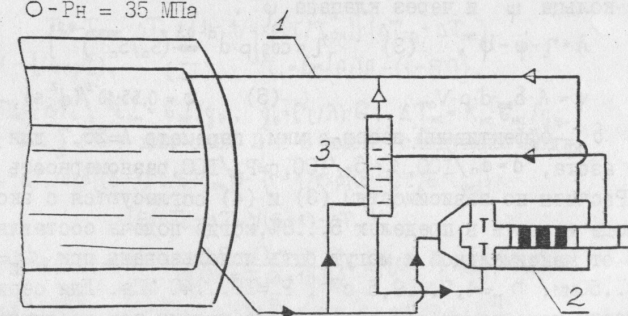


Рис.3. Схема стенда с сосудом разделения

1 — резервуар, 2 — насос, 3 — сосуд разделения.



- с подачей жидкости во всасывающую камеру насоса по оси клапана; с радиальным вводом жидкости;
- с 5,4 и 3 линиями.

Компоновка с радиальным вводом, 4 линиями и охлаждением цилиндрической группы всасываемой жидкостью и утечкой, обеспечивающая высокие гидравлические характеристики и наиболее удобная в обслуживании, прошла длительные испытания в составе ВРУ и рекомендована к внедрению.

В ходе исследований определены поля подач, регулировочные и кавитационные характеристики, измерены значения потребляемой насосом мощности. Построена номограмма, позволяющая по трем параметрам - давлению нагнетания, максимальному ходу и диаметру поршня подобрать электродвигатель насоса. Даны рекомендации по внедрению параметрического ряда насосов.

В настоящее время быстроходные насосы применяют для комплектования выпускаемых НПО "Кислородмаш" НГ и ВРУ, а также в углекислотном автозаправщике ЗУА-1000 и в ВРУ Свердловского завода кислородного машиностроения.

В четвертой главе представлена методика расчета коэффициента подачи насоса с поршневым уплотнением, приведены результаты исследований механического и электрического способов регулирования подачи.

До настоящего времени нет надежных рекомендаций по определению коэффициента подачи из-за отсутствия методики вычисления утечки через поршневые кольца. Использование рекомендаций для щелевых плунжерных уплотнений приводит к заметным погрешностям.

Эксперименты показали, что для описания коэффициента подачи достаточно учесть влияние трех основных факторов: нагрева жидкости, обусловленного сжимаемостью, и потерь, связанных с утечкой жидкости через поршневые кольца  $\psi$  и через клапана  $\varphi$ .

$$\lambda = \eta - \psi - \varphi, \quad (3) \quad \eta = \cos \left[ p \cdot d^{\frac{d-0.4}{2}} \left( \frac{S_n}{S_n^{\max}} \right)^{0.2} \right], \quad (4)$$

$$\psi = A \cdot \delta_{\text{эф}} \cdot d \cdot p \cdot V_{\text{он}}, \quad (5) \quad \varphi = 0,55 \cdot 10^{-3} / (d^2 \cdot s), \quad (6)$$

где  $\delta_{\text{эф}}$  - эффективный зазор в мкм, параметр  $A=25,7$  для кислорода,  $A=43,4$  для азота,  $d=d_n/100$ ,  $s=S_n/100$ ,  $p=P_n/100$ , размерность  $d_n$  и  $S_n$  - мм,  $P_n$  - МПа.

Расчеты по зависимостям (3) и (4) согласуются с экспериментом на кислороде и азоте в пределах 5...8%, когда подача составляет не менее 25...30% от максимальной и могут быть использованы при  $d_n=15...50$  мм,  $S_n=10...50$  мм,  $n_n=4,7...9,5 \text{ с}^{-1}$ ,  $P_n=10...40$  МПа. Для серийных насосов построены номограммы для определения подачи при различном сочетании исходных параметров.

Как показывают эксперименты, способ регулирования подачи изменением хода или частоты перемещения поршня не оказывает заметного влияния на

величину  $\lambda$ . При больших нагрузках величины потребляемой мощности в обоих случаях близки между собой. Мощность, потребляемая частотным преобразователем, становится заметной лишь при малых нагрузках. Несмотря на удобство и простоту, использование электрического способа сдерживается из-за сложности и высокой стоимости преобразователей.

Пятая глава посвящена расчетно-экспериментальным исследованиям схем НГ: традиционной (1) с возвратом утечки в резервуар и новым перспективным с частичным (2) либо полным (3) возвратом утечки в насос (рис. 4). Полученные из теплового баланса зависимости для определения температуры  $T$  и безразмерного кавитационного запаса жидкости в резервуаре  $\Theta = (T_{\text{кип}} - T) / (T_{\text{кип}} - T_0)$ , а также безразмерной продолжительности непрерывной работы  $\bar{\tau} = \tau / \tau_{\text{оп}}$  для схемы 2 имеют вид:

$$T_2 = T_{\text{кип}} - \Delta T_0 + \Delta T_p \ln [1 / (1 - \bar{\tau})], \quad (7)$$

$$\Theta_2 = 1 - (\Delta T_p / \Delta T_0) \cdot \ln [1 / (1 - \bar{\tau})], \quad (8)$$

$$\bar{\tau}_2 = 1 - 1 / \exp [ (1 - \Theta) / (\Delta T_p / \Delta T_0) ], \quad (9)$$

где  $\Delta T_p = K_p \cdot G_0 / g$ ,  $K_p = Q_{\text{ос}} / C_p \cdot G_0$ ,  $g = [1 + x(\gamma/\lambda - 1)] \cdot Q$ ,  $\tau_{\text{оп}} = G_0 / g$ .

Выполненные по аналогичным зависимостям сравнения расчетных и экспериментальных данных для схемы I дают удовлетворительную сходимость (рис. 5, кривая I) и свидетельствуют о неравномерном теплообмене при перемешивании утечки с основной массой жидкости в резервуаре. В связи с этим предложена схема с возвратом утечки не в паровое пространство резервуара, а непосредственно в жидкость, что увеличит продолжительность непрерывной работы установки. По заявке № 483616/26/80377 получено положительное решение.

Математическая модель насоса для схемы I:

$$T_1 = T_{\text{кип}} - \Delta T_0 + [1 - 1 / \exp(\tau / \tau_{\text{он}}^*)] \cdot (\Delta T_{\text{тр}} + \Delta T_{\text{нс}}), \quad (10)$$

$$\Theta_1 = 1 - A(1 - 1 / \exp \bar{\tau}), \quad (11) \quad \bar{\tau}_1 = \ln \{ A / [A - (1 - \Theta)] \}, \quad (12)$$

где  $A = (\Delta T_{\text{тр}} + \Delta T_{\text{нс}}) / \Delta T_0$ ,  $\tau_{\text{он}}^* = G_{\text{нс}} / g_{\text{в}}$ ,  $g_{\text{в}} = (\gamma/\lambda) \cdot Q$ ,  $\Delta T_{\text{нс}} = K_{\text{нс}} \cdot G_{\text{нс}} / g_{\text{в}}$ . Зависимости  $T = f(\tau)$  для схем 2 и 3 имеют следующий вид:

$$T_2 = T_{\text{кип}} - \Delta T_0 / \exp [ (b+1) \cdot \tau / (b \cdot \tau_{\text{он}}) ] - \{ 1 - 1 / \exp [ (b+1) \tau / (b \cdot \tau_{\text{он}}) ] \} \times \\ \times [ b(\Delta T_0 - \Delta T_{\text{тр}}) / (b+1) - \Delta T_{\text{нс}} ], \quad (13)$$

$$T_3 = \left\{ [\gamma/\lambda - x(\gamma/\lambda - 1)] \left[ T + \frac{x(\gamma/\lambda - 1) \cdot \tau}{[\gamma/\lambda - x(\gamma/\lambda - 1)] C_p} \right] + x(\gamma/\lambda - 1) T_{\text{кип}} \right\} / (\gamma/\lambda), \quad (14)$$

где  $b = [\gamma - (1-x)(\gamma-\lambda)] / (1-x)(\gamma-\lambda)$ ,  $\tau_{\text{он}} = G_{\text{нс}} / g$ ,  $g = [1 + x(\gamma/\lambda - 1)] \cdot Q$ .

Расчеты по уравнениям (10...14) показывают, что в НГ с возвратом все утечки в насос, давления нагнетания  $P_n=40$  МПа обеспечиваются для кислорода при  $P_B > 0,3$  МПа, для азота при  $P_B > 0,34$  МПа при условии, что

$\Delta T_p / \Delta T_0 = 0,01$ ,  $\Delta T_{nc} / \Delta T_0 = 0,05$  МПа. В экспериментах получены близкие к этим данные. Однако модель расчета является приближенной, т.к. при выводе принимали, что температура жидкости на входе в насос  $T_{вх} = \text{const}$ . Для схемы I приведенные зависимости целесообразно использовать для анализа начальной стадии работы.

В связи с изложенным в уточненной модели принимали  $T_{вх} = T(\tau) + \Delta T_{тр}$ . Для схем I и 2 полученные зависимости имеют вид:

$$\frac{\tau_{он}}{\tau_{оп}} \frac{d\theta_1}{d\tau} + \theta_1 = A(1-\bar{\tau})^{1/5} - B, \quad (I5)$$

$$\theta_1 = \frac{1 + \frac{\Delta T_p}{\Delta T_0}(B+1)}{\tau_{он} \cdot e^{\tau/\tau_{он}}} \int_0^{\tau} (1-\bar{\tau}) e^{\tau/\tau_{он}} d\tau - \frac{\Delta T_{nc} + \Delta T_{тр} + \Delta T_p(B+1)}{\Delta T_0} (1 - e^{-\tau/\tau_{он}}) + e^{-\tau/\tau_{он}}, \quad (I6)$$

$$\frac{\tau_{он}}{\tau_{оп}} \frac{d\theta_2}{d\tau} + \frac{B+1}{B} \theta_2 = 1 - \left( \frac{\Delta T_p}{\Delta T_0} + \frac{B+1}{B} \frac{\Delta T_{nc}}{\Delta T_0} + \frac{\Delta T_p}{\Delta T_0} \ln \frac{1}{1-\bar{\tau}} \right), \quad (I7)$$

$$\theta_2 = \left( \frac{B}{B+1} - \frac{B}{B+1} \frac{\Delta T_p}{\Delta T_0} - \frac{\Delta T_{nc}}{\Delta T_0} \right) (1 - e^{-\frac{B+1}{B} \frac{\tau}{\tau_{он}}}) - \frac{\Delta T_p}{\Delta T_0} e^{-\frac{B+1}{B} \frac{\tau}{\tau_{он}}} \int_0^{\tau} e^{\frac{B+1}{B} \frac{\tau}{\tau_{он}}} \ln \frac{1}{1-\bar{\tau}} d\tau + e^{-\frac{B+1}{B} \frac{\tau}{\tau_{он}}}, \quad (I8)$$

где  $A = 1 + (\Delta T_p / \Delta T_0)(B+1)$ ,  $B = [\Delta T_p + \Delta T_{nc} + \Delta T_p(B+1)] / \Delta T_0$ .

Расчеты кавитационного запаса жидкости во всасывающей камере насоса по приведенным зависимостям выполнены на ЭВМ. Для решения дифференциальных уравнений (I5) и (I7) использована двухэтапная схема Рунге-Кутты, для решения интегральных уравнений (I6) и (I8) — численный метод Симпсона. Сравнение расчетов с экспериментом (рис.5, кривая 2) показывает, что разработанные модели удовлетворительно отражают реальные процессы теплообмена в насосе и могут применяться для определения эффективности существующих и проектируемых НГ. При этом схемы с возвратом утечки в насос (рис.6) имеют преимущество при длительных  $\bar{\tau} = 0,4 \dots 0,6$  режимах работы. При кратковременных режимах целесообразно применение традиционных схем с возвратом утечки в резервуар.

Учитывая, что процесс сжатия в насосе близок к изоэнтальпическому, для изоэнтальпического сжатия определены термодинамические параметры в узловых точках процесса и составлены таблицы в диапазоне давлений  $P_H = 10 \dots 50$  МПа. Расчеты выполнены на ЭВМ.

Важным показателем для НГ являются потери жидкого криопродукта. В зависимости от схемы и режима работы возможно увеличение либо снижение давления в резервуаре. В обоих случаях поддержание давления на заданном уровне сопровождается потерями  $\Delta Q_p$ . Для исследуемых схем выведены следующие соотношения для определения потерь. Для схем I и 2:

$$\Delta \bar{Q}_p = (\Delta Q_p / Q) \cdot 100 = x(\gamma/\lambda - 1)(1 - \bar{p}) - 100 \bar{p}, \quad (I9)$$

$$\text{для схемы 3: } \Delta \bar{Q}_p = -100 \bar{p}(1 + \bar{p}), \quad (20)$$

где  $\bar{p} = p'/p'$ ,  $Q$  — кг/ч,  $X$  — %.

Наибольшие потери в схеме I: при  $P_H < 22$  МПа  $\Delta Q_p \leq 2\% Q$ , при  $P_H =$

50 МПа —  $\Delta Q_p = 12 \dots 16\% Q$ . Минимальные потери в схеме 3: в диапазоне давлений  $P_H = 10 \dots 40$  МПа они составляют  $1 \dots 2\% Q$ . Приведенные значения потерь относятся к азоту. Для кислорода потери заметно меньше.

Как показывает сопоставление расчетных и экспериментальных значений  $\Delta Q_p$ , удовлетворительная сходимость имеет место при давлениях 30...40 МПа. При меньших давлениях расхождения возрастают, что объясняется, помимо, соизмеримостью значений определяемых потерь с погрешностью измерительных средств стенда.

В ходе исследований определены также потери от сбросов пара из резервуара, связанные с восстановлением первоначального охлаждения жидкости  $\Delta Q_{т}$ , а также невыкачиваемый из резервуара остаток (коксенные потери)  $\Delta Q_{т}$ , составляющие вместе с  $\Delta Q_p$  общие потери  $\Sigma \Delta Q$ :

$$\Delta Q_p = \Delta \bar{Q}_p \cdot Q \cdot \tau_{оп} / 100, \quad (21) \quad \Delta Q_{т} = [V_p - (\Delta Q_{т} / p')] \cdot p'', \quad (22)$$

$$\Delta Q_{т} = (\tau_{оп} - \tau_{р}) \cdot q, \quad (23) \quad \Sigma \Delta Q = \Delta Q_p + \Delta Q_{т} + \Delta Q_{т}. \quad (24)$$

Используя зависимости (21...24) определены общие потери в НГ, выпускаемых НПО "Кислородмаш". В зависимости от типа установки и режимов работы потери составляют  $\sim 100 \dots 850$  кг.

На основании результатов исследований предложена комбинированная схема с отбором из всасывающей камеры той части пара утечки, которая необходима для поддержания давления в резервуаре. При давлениях  $P_H > 22$  МПа эта схема приводит к существенному снижению потерь.

Экспериментальная проверка полученных соотношений и разработанных математических моделей проводилась на лабораторных и промышленных стендах, а также при длительных испытаниях в составе БРУ. Основные эксперименты проведены на стенде, состоящем из самостоятельных блоков: резервуара, насоса, испарителей, догревателя и измерительного комплекса, что позволяло без особых затруднений переходить от одной схемы к другой. Измерительные приборы, чувствительные датчики, манометры, а также комплекты для определения расходов, потребляемой мощности и тока позволили с высокой точностью установить поле подач, нагрев жидкости в трубопроводе, во всасывающей камере и после насоса.

Установлено, что общий нагрев всасываемого азота при  $P_H = 40$  МПа не превышает  $2 \dots 6$  К соответственно для схем 2 и 3, что обеспечивает устойчивые режимы работ схемы 2. Для схемы 3 режимы  $P_H = 40$  МПа реализуются при  $P_B \approx 0,3$  для кислорода и при  $P_B \approx 0,38$  МПа для азота.

Таким образом применение новых схем целесообразно для длительных режимов работы НГ: при  $P_H < 22$  МПа — схемы 3, при  $P_H = 22 \dots 42$  МПа — схемы 2. Для использования схемы 3 при давлениях нагнетания 42 МПа необходимо комплектовать установки резервуарами с предельным избыточным давлением



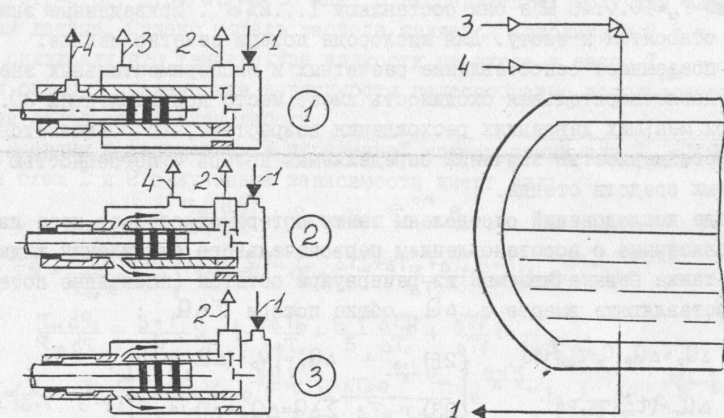


Рис.4. Схемы НГ

① -  $q$  в резервуар, ② -  $q$  в насос, ③ -  $q$  в насос, 1 - всасывание, 2 - нагнетание, 3 - связь по газу, 4 - утечка.

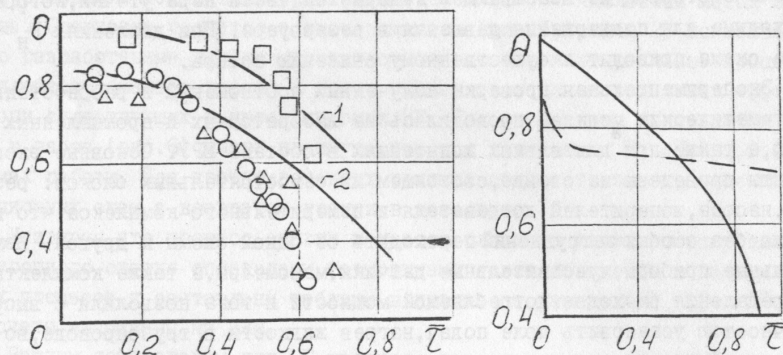
Рис.5. Зависимость  $\theta = f(\bar{T})$  для жидкости в резервуаре (1) и в насосе (2).

Схема 1,  $T_{op} = 6ч$ ,  $B = 4$ ,  $\Delta T_p / \Delta T_o = 0,04$ ,  $\Delta T_{tr} / \Delta T_o = 0,05$ ,  $\Delta T_{nc} / \Delta T_o = 0,0175$ ,  $T_{on} = 4,65 \cdot 10^{-4}ч$ , 1, 2 - расчет,  $\square \Delta \bigcirc$  - эксперимент.

Рис.6. Зависимость  $\theta = f(\bar{T})$  для жидкости в насосе.

— схема 1, — — — — схема 2,  $T_{op} = 25ч$ ,  $B = 4$ ,  $\Delta T_p / \Delta T_o = \Delta T_{tr} / \Delta T_o = \Delta T_{nc} / \Delta T_o = 0,02$ ,  $T_{on} = 10^{-2}ч$ .

0,35...0,4 МПа.

Схема с возвратом утечки в насос внедрена в криогазификаторе Г-2/40-0,28 и в воздухоразделительной установке К-0,5.

### ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Выполнены расчетно-экспериментальные исследования насосных газификаторов и отдельных его криосистем в диапазоне давлений 5...40 МПа. В качестве рабочей среды использованы кислород и азот.

2. По результатам исследований тихоходных насосов определены оптимальные параметры основных элементов поршневых уплотнений: экспандер толщиной 0,4 мм, кольца с косыми замками, тип посадки свободная по высоте и диаметру либо только по высоте, число пар колец - 4; найден удобный и простой способ плавного регулирования подачи на ходу изменением сопротивления линии утечки.

3. На основании исследования компоновок цилиндрических групп быстроходных насосов к внедрению рекомендуется наиболее удобная в обслуживании компоновка с 4 линиями и радиальным вводом криопродукта, в которой всасывающая камера и охлаждающая рубашка сообщаются между собой.

4. Предложена методика расчета утечек через уплотнения с поршневыми кольцами, базирующаяся на надежных экспериментальных данных и результатах многолетней эксплуатации насосов, которая позволяет с точностью 5...8% определять коэффициенты наполнения и подачи выпускаемых НСТ.

5. Исследованы традиционная схема с возвратом утечки в резервуар и новые схемы с возвратом всей утечки либо жидкой ее части в насос. Исключение возврата жидкой части утечки в резервуар способствует термостабилизации криопродукта в нем на более низком температурном уровне, чем обеспечивается непрерывный длительный режим работы. Исключение возврата паровой части утечки предотвращает поступление избыточного количества пара в резервуар и необходимость сброса его в атмосферу, что устраняет неизбежные в схемах существующих установок высокого давления потери криопродукта.

6. Для исследуемых схем разработаны математические модели, пакет прикладных программ и выполнены на ЭВМ расчеты кавитационного запаса жидкости в основных криосистемах насосных газификаторов - резервуаре и насосе, а также расчеты термодинамических параметров кислорода и азота в узловых точках процесса в насосе, выведены соотношения и определены потери криопродукта в насосных газификаторах.

7. Достоверность расчетных значений параметров определялась в экспериментах на лабораторных и промышленных стендах, а также при длительных испытаниях в составе воздухоразделительной установки. Расчеты по разработанным математическим моделям и выведенным соотношениям хорошо согла-



суются с экспериментальными данными и могут быть использованы при разработке новых установок.

8. Расчетно-экспериментальными исследованиями установлено:

- новые схемы целесообразно применять при длительных  $\tau = 0,4 \dots 0,6$  режимах работы. Схему 3 - при  $P_H < 22$  МПа, схему 2 - при  $P_H = 22 \dots 42$  МПа;
- минимальные потери  $\Delta Q_p$  у схемы 3, при этом независимо от режима работы они составляют  $1 \dots 2\% Q$ , максимальные - у схемы 1. При  $P_H = 40$  МПа они составляют  $4 \dots 7$  и  $6 \dots 10\% Q$  соответственно для кислорода и азота;
- процесс сжатия в насосе близок к изэнтропному. Для изэнтропного процесса сжатия составлены таблицы термодинамических параметров в диапазоне давлений нагнетания  $P_H = 10 \dots 50$  МПа.

9. Выполненная работа привела к совершенствованию тихоходных насосов, созданию и внедрению менее металлоемких и менее трудоемких в изготовлении быстроходных насосов. Годовой экономический эффект составляет 440 тыс. руб. Оптимальные компоновки криосистем и новые схемы составили основу нового поколения насосных газификаторов высокого давления.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Брайловский Я.Л., Браун В.М., Цыкало А.Л. Исследование работы газификационных установок высокого давления для криогенных жидкостей // Холодильная техника и технология: Респ. межвед. науч.-техн. сб. / ОИИТЭ. - Киев: Техніка, - 1990. - Вып. 51. - С. 60-65.

2. Брайловский Я.Л., Мельцер В.Л., Галицан Л.И. Исследование схем насосных газификационных установок // Научно-технические проблемы и достижения в криогенной технике: Тез. докл. 4 Всесоюз. науч. конф., 21-25 апр., 1987. - М.: МВТУ им. Баумана, 1987. - С. 76.

3. Брайловский Я.Л., Павленко Ю.А., Цокало И.В. Новый ряд поршневых насосов высокого давления для сжиженных газов // Интенсификация производства и применение искусственного холода: Тез. докл. Всесоюз. науч.-практ. конф., 19-22 янв., 1986г. - Л.: ЛТИХП, 1986. - С. 21.

4. Браун В.М., Брайловский Я.Л., Резников Л.Е. Особенности заполнения емкостей высокого давления на криогенных газификационных установках // Научно-технические проблемы криогенной техники и кондиционирования: Тез. докл. Всесоюз. науч. семинара, 4-7 мая 1984г. - М.: МВТУ им. Баумана, 1984. - С. 68-69.

5. Браун В.М., Брайловский Я.Л., Резников Л.Е. Особенности наполнения баллонов на криогенных газификационных установках: НПО "Кислородмаш". - Одесса, 1986. - 13 с. - Деп. в ЦИТИХимнефтемаш 28.08.86. № 1588.

6. Исследование криогенных насосов с различными способами регулирования подачи / Браун В.М., Брайловский Я.Л., Павленко Ю.А., Цокало И.В. //

Химическое и нефтяное машиностроение. - 1985. - № 5. - С. 20-21.

7. Исследование коэффициента подачи поршневых насосов высокого давления для криогенных жидкостей / Браун В.М., Брайловский Я.Л., Галицан Л.И., Рушак А.И. // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1991. - № 7. - С. 29-32.

8. Исследование ряда поршневых насосов высокого давления для криогенных жидкостей с регулированием подачи на ходу / Браун В.М., Брайловский Я.Л., Галицан Л.И., Павленко Ю.А., Шульгин П.Ф. // Криогенная техника - 82 Тез. докл. 3 Всесоюз. конф., 13-16 окт. 1982г. - Балашиха, 1982. - С. 29.

9. Математическая модель насосного криогазификатора высокого давления / Брайловский Я.Л., Браун В.М., Троценко А.В., Цыкало А.Л. // Холодильная техника и технология: Респ. межвед. науч.-техн. сб. / ОИИТЭ. - Киев: Техніка, 1991. - Вып. 53. - С. 56-59.

10. Новый ряд насосов высокого давления для криогенных жидкостей / Браун В.М., Брайловский Я.Л., Галицан Л.И., Павленко Ю.А., Шульгин П.Ф. // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1984. - № 7. - С. 14-15.

11. Одноцилиндровый поршневой насос большой производительности для криогенных жидкостей / Брайловский Я.Л., Браун В.М., Голубовский Э.Н., Мандельбойм М.Н., Павленко Ю.А. // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1991. - № 5. - С. 14-15.

12. Особенности наполнения баллонов на криогенных установках с атмосферными газификаторами / Браун В.М., Брайловский Я.Л., Соснов А.Г., Цокало И.В. // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1987. - № 5. - С. 17.

13. Поршневой насос для криогенной жидкости: А.с. 1190082 СССР: МКИ F 04 В 13/08 / Дудин Ю.А., Андреев А.И., Мельцер В.Л., Браун В.М., Брайловский Я.Л.: НИИТКриогенмаш. - № 369330/25-06; Заявл. 25.01.84; Опубл. 1985, Бюл. № 41.

14. Разработка и исследования перспективных схем насосных криогенных газификаторов инертных газов / Брайловский Я.Л., Браун В.М., Цыкало А.Л., Троценко А.В. // Создание разнообразных экологически чистых систем получения инертных газов и связанная с этим природоохранная политика предприятий: Тез. докл. Всесоюз. науч.-практ. конф., 3-8 июня, 1991г. - Одесса: ИПК ММФ, 1991. - С. 23.

15. Способ регулирования производительности поршневого криогенного насоса: А.с. 1551936 СССР: МКИ F 17 С 5/04 / Брайловский Я.Л., Цокало И.В.: НИИТКриогенмаш. - № 3770936/23-63; Заявл. 20.07.84; Опубл. 1990, Бюл. № 11.

16. Установка для откачивания криогенной жидкости из резервуара: А.с. 1539445 СССР: МКИ F 17 С 5/02 / Брайловский Я.Л., Мельцер В.Л., Павленко Ю.А.: НИИТКриогенмаш. - № 414625/23-26; Заявл. 9.10.87; Опубл. 1990, Бюл. № 4.

17. Установка для откачивания сжиженного газа: А.с. 1539446 СССР: МКИ F 17 С 7/00 / Брайловский Я.Л., Зукин Я.С., Павленко Ю.А.: НИИТКриогенмаш. - № 414076/25-26; Заявл. 10.11.86; Опубл. 1990, Бюл. № 4.

18. Установка для перекачивания сжиженного газа: А.с. 1511512 СССР:

МКИ Г С 5/02/Мельцер В.Л., Павленко Ю.А., Васильев Н.Р., Брайловский Я.Л., Соснов А.Г.: НИИТКриогенмаш. - №4187498/31-26; Заявл. 28.01.87; Опубл. 1989, Бюл. №1.

19. Установка для перекачивания сжиженного газа: А.с. 1619819 СССР: МКИ Г 17 С 5/02/Мельцер В.Л., Брайловский Я.Л., Бондаренко П.Д., Коноплев Ю.Е.: НИИТКриогенмаш. - №4637007/26; Заявл. 12.01.90; Опубл. 1991, Бюл. №1.

#### Условные обозначения:

$c_p$  - изобарная теплоемкость жидкости,  $d_n, n_n, S_n$  - диаметр, частота перемещения и ход поршня,  $G$  - масса жидкости,  $q, q_a$  - массовая скорость откачки насосом,  $q_{yt}$  - масса утечки через поршневые уплотнения,  $K$  - темп нагрева жидкости,  $P_a, P_n, P_{yt}$  - давления всасывания, нагнетания и утечки,  $Q$  - подача насоса,  $Q_{oc}$  - удельные теплопритоки к жидкости,  $r$  - теплота испарения,  $T$  - температура,  $V_{on}$  - объем, описанный поршнем,  $V_p$  - объем резервуара,  $X$  - массовое паросодержание утечки,  $\Delta Q$  - потери жидкости,  $\Theta$  - безразмерный кавитационный запас жидкости,  $\eta, \lambda$  - коэффициенты наполнения и подачи насоса,  $\rho$  - плотность,  $\tau$  - время,  $\psi, \varphi$  - коэффициенты утечек через поршневые кольца и клапана.

#### Индексы при условных обозначениях:

в - всасывание, вх - вход, ' - жидкость, кип - кипение, max - максимум, н - нагнетание, нс - насос, о - начальное, он - опорожнение насоса, ор - опорожнение резервуара, " - пар, п - поршень, р - резервуар, ср - срыв подачи, тр - трубопровод, ут - утечка, эф - эффективный.

