

М249504

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

На правах рукописи

Василий Борисович ПОЛТАРАУС

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДЕТАНДЕРА С ТЕПЛОВЫМ ТОРМОЗОМ

(Специальность 05.04.03. — Гидравлические машины, машины
и аппараты холодильной и криогенной техники)

Диссертация написана на русском языке

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им. Н. Э. Баумана.

Научный руководитель —
доктор технических наук, профессор А. Д. Суслов.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор И. Б. Данилов,
кандидат технических наук, доцент В. Н. Хмара.

Ведущее предприятие — указано в решении Ученого Совета.

Автореферат разослан « » 1974 г.

Защита диссертации состоится « » 1974 г.
на заседании Совета факультета «Энергомашиностроение»
МВТУ им. Н. Э. Баумана, в береж-
ная, дом 1, лабо

Отзыв на ав нный
печатью учрежд сква,
107005, 2-я Баум

С диссертаци У.

Ученый секре А.
кандидат техниче

М 249504

Научно-технический прогресс и повышение эффективности производства обусловили бурное развитие целого ряда новых направлений науки и техники и, в частности, микрокриогеники, которая находит всё большее применение в радиоэлектронных и оптоэлектронных системах.

Существующие микрокриогенные установки реализуют различные термодинамические газовые циклы. На данном этапе развития микрокриогеники наиболее эффективными являются микроохладители, работающие по обратному циклу Стирлинга, хотя и обладают рядом существенных недостатков (сложная конструкция и стыковка с объектом термостатирования, повышенные вибрации, малый ресурс работы и т.д.).

Экспансионные машины Гиффорда лишены этих недостатков, так как: конструкция их предельно проста и просто осуществляется стыковка с охлаждаемым объектом, за счет разделения установки на две части - малогабаритную низкотемпературную часть и крупногабаритный компрессор. Машины тиходны, поэтому малые вибрации передаются на устройство, а, кроме того, обеспечивают большой ресурс работы. Однако, основным недостатком экспансионных машин является низкий термодинамический к.п.д. ($3 + 5\%$) вместо $8 + 12\%$, как у микроохладителей по обратному циклу Стирлинга, что объясняется реализацией цикла с помощью термодинамически необратимых процессов.

В связи с этим актуальной задачей является создание микроохладителей, в которых бы сочетались простота конструкции, надёжность и долговечность в работе с высокой эффективностью осуществляемых процессов.

Одним из направлений решения поставленной задачи может служить разработка газовой холодильной машины нового типа - детандера с тепловым тормозом, способ работы которой был предложен в МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1969 году. Настоящая работа посвящена исследованию рабочего процесса детандера с тепловым тормозом. Работа содержит введение, четыре главы и выводы.

В первой главе дано описание рабочего процесса детандера с тепловым тормозом, проведен критический анализ методов исследования ГХМ, в результате которого был выбран метод подхода к изучению рабочего процесса микроохладителя и сформулированы задачи исследования.

1249504



1249504

Полтавус В. Б. Исследован

Основной элемент детандера с тепловым тормозом - вытеснитель совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре, разделяя последний на две полости: теплую - V_m и холодную - V_x . Эти полости гидравлически сообщаются через теплообменные аппараты: теплообменник нагретки, регенератор и холодильник. Впуск и выпуск рабочего газа осуществляется с помощью клапанов принудительного действия, открытие и закрытие которых синхронизировано с перемещением вытеснителя.

При движении вытеснителя объем каждой полости циклически меняется от максимального до минимального и наоборот. Однако, суммарный рабочий объем установки, равный сумме объемов теплой и холодной полостей цилиндра и газовых объемов теплообменных аппаратов (V_z), остается постоянным в течение всего цикла.

Особенностью рабочего процесса детандера с тепловым тормозом является то, что в результате введения отсечки наполнения $a = \frac{V_a}{V_o}$ при прямом ходе вытеснителя от НМТ к ВМТ (на части хода $-S'-V_a$ закрывается клапан впуска) и отсечки выпуска $b = \frac{V_b}{V_o}$ (на части хода $-S'-V_b$ закрывается клапан выпуска) в машине происходит периодическое расширение и сжатие рабочего газа при его переталкивании через теплообменные аппараты из одной температурной зоны в другую при постоянном суммарном газовом объеме машины. В результате этого снижаются потери от неравновесных процессов впуска и выпуска. Уменьшение располагаемой холодопроизводительности цикла, по сравнению с тепловым насосом Гиффорда, сопровождается более значительным уменьшением расхода газа через машину, а, следовательно, возрастает удельная холодопроизводительность и эффективность холодильной установки. Таким образом, цикл теплового насоса Гиффорда при $a = 1$, $b = 0$ является частным случаем цикла детандера с тепловым тормозом, то есть когда процессы расширения и сжатия полностью заменены неравновесными процессами впуска и выпуска.

Специфические особенности рабочего процесса детандера с тепловым тормозом потребовали некоторого изменения конструктивной схемы машины в сравнении с охладителем Гиффорда. В главе проведен анализ возможных конструктивных решений микроохладителя.

Список работ, посвященных непосредственному анализу рабочего процесса детандера с тепловым тормозом, ограничивается единственным аналитическим исследованием С.Д. Глухова, про-

веденным в МВТУ им. Н.Э. Баумана. В результате был сделан вывод о большей экономичности нового цикла, по сравнению с тепловым насосом Гиффорда. Дальнейшее исследование цикла было проведено при непосредственном участии автора. Общие для известных типов ГХМ вопросы находят свое разрешение в работах: Г.Шмидта, Я.Кёллера, Т.Финкельштейна, А.М.Архарова, А.Д.Суслова, А.К.Грезины, Н.М.Григоренко и др. Обзор известных работ показывает, что наиболее рациональным методом анализа и расчета действительного цикла ГХМ на данном этапе развития микрокриогеники можно считать метод дифференциального определения потерь действительного цикла микроохладителя, представленный в ряде работ А.Д.Суслова.

В настоящей работе данный метод получил дальнейшее развитие применительно к исследованию рабочего процесса детандера с тепловым тормозом. При этом были поставлены следующие задачи исследования:

1. Разработка теории и метода расчета детандера с тепловым тормозом.

2. Исследование и анализ влияния отдельных составляющих тепловых потерь на эффективность машины. Поиск оптимальных параметров действительного цикла.

3. Разработка и экспериментальное исследование опытного образца микроохладителя. Экспериментальная проверка выводов и рекомендаций, полученных в результате исследования действительного цикла.

4. Поиск и проверка конструктивных решений нового типа машины.

Во второй главе проведен теоретический анализ рабочего процесса детандера с тепловым тормозом.

При анализе теоретического цикла детандера с тепловым тормозом были рассмотрены различные физические модели, которые представляют собой два крайних случая протекания рабочего процесса в полостях цилиндра. Основными допущениями анализа являются: идеальный рабочий газ, идеальная работа теплообменных аппаратов, отсутствие гидросопротивлений, трения, утечек и перетечек рабочего тела и тепла.

На первом этапе теоретического исследования была рассмотрена модель при условии идеального теплообмена газа со стен-

ками цилиндра, то есть термодинамические процессы в полостях осуществляются при постоянных температурах: $T_m = T_{om}$ - в тепловой полости, $T_x = T_{ox}$ - в холодной полости и T_c - в газовых объемах теплообменных аппаратов. В результате анализа были получены основные характеристики цикла: располагаемая холодопроизводительность Q_T^I , расход газа через машину M_T^I и эффективность холодильной установки, в качестве критерия которой был выбран термодинамический к.п.д. η_T^I :

$$\eta_T^I = \frac{\varepsilon_T^I}{\varepsilon_c} = \frac{a + \frac{aC+1}{C+1} \ln \frac{C+1}{aC+1} - b(1-b) - b \frac{bC+1}{C+1} \ln(bC+1)}{aC+1 - b(bC+1)} \cdot \frac{C}{\ln \frac{1}{b}},$$

где:

$$C = \left(\frac{T_{om}}{T_{ox}} - 1 \right) / \left(1 + D \frac{T_{om}}{T_c} \right); \quad D = \frac{V_c}{V_o}; \quad V_c = V_{mt} + V_R + V_{mx}.$$

Как показала оптимизация параметров изотермической модели, эффективность установки в основном определяется величиной отношения давлений $b = P_1/P_2$. Так, при $\frac{1}{C+1} \leq b < 1,0$ в цикле имеют место процессы полного расширения и сжатия, т.е. полностью отсутствуют потери от неравновесных процессов впуска и выпуска. Холодильный коэффициент такого цикла равен холодильному коэффициенту цикла Карно ($\eta_T^I = 1,0$). Тогда как при $0 < b < \frac{1}{C+1}$, что в основном имеет место на практике, протекают циклы с неполным расширением и сжатием, поэтому даже теоретически их эффективность всегда ниже идеального прототипа и достигает максимума при $q = 0$, $b = 1,0$.

Проведенный анализ изотермического цикла позволил качественно оценить влияние основных параметров детандера с тепловым тормозом на характеристики микроохладителя. Однако, упрощенная физическая модель не позволяет с достаточной точностью определить рациональную область изменения параметров цикла.

На втором этапе была рассмотрена модель при условии отсутствия теплообмена газа со стенками цилиндра в полостях. В результате анализа были получены дифференциальные уравнения, связывающие давление, объем и температуру газа во время процессов расширения и сжатия. Для $K = 1,66$, $\frac{K-1}{K} \approx 0,40$ были получены частные случаи решения уравнений. Процесс расширения:

$$\frac{V}{V_o} = \bar{V}_r = 5 \cdot X^{-a_6} \left\{ (0,6+N) t_x^2 (1-X^{a_2}) + \frac{1}{3} N (1-X^{a_6}) + \right. \\ \left. + 0,5 \cdot t_x^3 (0,6+N) \cdot \ln \left/ \frac{1-t_x X^{a_2} t_x}{1+t_x X^{a_2} - t_x} \right/ + \frac{a}{5} \right\}.$$

Процесс сжатия:

$$\frac{V}{V_0} = \bar{V}_{сж} = 5 \cdot Y^{-0.6} (0.6 + M) \left\{ \frac{1}{3} (Y^{0.6} - 1) + t_m^2 (Y^{0.2} - 1) + \right. \\ \left. + 0.5 \cdot t_m^3 \cdot \ln \left| \frac{Y^{0.2} t_m}{Y^{0.2} + t_m} \frac{1 + t_m}{1 - t_m} \right| + \frac{8}{5(0.6 + M)} \right\},$$

где: $\frac{V}{V_0}$ - отношение текущего к максимальному объёму холодной полости в процессе.

$X = \frac{P}{P_2}$; $Y = \frac{P}{P_1}$ - отношение текущего значения давления в машине к давлению в начале процесса.

$N = \mathcal{D} \frac{T_{ox}}{T_c}$; $M = \mathcal{D} \frac{T_{om}}{T_c}$ - коэффициенты, учитывающие "мертвый" объем в процессе.

$t_x = \left(\frac{T_{ox}}{T_{m2}} \right)^{0.5}$; $t_m = \left(\frac{T_{om}}{T_{m5}} \right)^{0.5}$ - отношение абсолютных температур в полостях в начале процесса.

Это позволило получить аналитические зависимости для рас- полагаемой холодопроизводительности и расхода газа в цикле:

$$Q_T^H = \oint V dP; \quad M_T^H = \frac{P_2 \cdot V_0}{R} \left[\frac{a}{T_{ox}} - 6 \left(\frac{b}{T_{ox}} + \frac{1-b}{T_{om}} \right) + \frac{1-a}{T_{m2}} + \mathcal{D} \frac{1-b}{T_c} \right],$$

где, P_2 - давление впуска.

Расчеты теоретических циклов с различными условиями проте- кания рабочего процесса были проведены на ЭВМ в широком диапазоне изменения каждого параметра цикла: $a, b = 0 + 1, 0$;

$b = 0, 20 + 0, 50$; $\mathcal{D} = 0 + 2, 5$; $T_{ox} = 50 + 200$ К при $P_2 = 2, 35$ МН/м².

Обработка результатов расчетов теоретических циклов поз- волила установить следующее:

1. Введение в цикл равновесных процессов расширения и сжатия приводит к сокращению потерь от необратимости процес- сов впуска и выпуска, повышению эффективности в 1,59 + 2,0 раза, но вызывает уменьшение располагаемой холодопроизводи- тельности на 50% и более, по сравнению с циклом Гиффорда. Для возможных на практике величин отсечек и отношений давлений по экономичности детандер с тепловым тормозом занимает проме- жуточное положение между микроохладителями, работающими по обратному циклу Стирлинга, и экспансионными машинами.

2. Первая теоретическая модель цикла содержит только не-

обратимые процессы впуска и выпуска. Вторая дополнительно содержит необратимые процессы теплообмена с внешними тепловыми источниками и перемешивания порций газа с различными температурами. Однако, в большинстве случаев эффективность второго теоретического цикла на $2 + 16\%$ выше изотермической установки благодаря более полным процессам расширения и сжатия.

3. Пренебрежение изменением температуры газа в полостях приводит к ошибке в определении располагаемой холодопроизводительности, составляющей $20 + 50\%$ для возможной в практике области изменения параметров цикла.

В третьей главе проведен анализ тепловых потерь в действительном цикле детандера с тепловым тормозом. В основу анализа была положена общая методика исследования ГХМ, разработанная в МВТУ им. Н.Э. Баумана, проф. А.Д. Сусловым. Применительно к детандеру с тепловым тормозом, полезная холодопроизводительность действительного цикла определяется как:

$$Q_n = Q_T - \sum \Delta Q ;$$

где: Q_T — располагаемая холодопроизводительность теоретической установки, одинаковых геометрических размеров с действительной и $\sum \Delta Q$ — сумма тепловых потерь, вычисленных в предположении, что расходы газа через аппараты и общий температурный перепад такие же, как и в теоретическом цикле.

$$\sum \Delta Q = \Delta Q_{\text{гидр}} + \Delta Q_{\text{газ}} + \Delta Q_n + \Delta Q_{\text{то}} + \Delta Q_{\text{тп}} .$$

Для настоящего микроохладителя основными источниками тепловых потерь являются: потери от гидросопротивления реальных аппаратов $\Delta Q_{\text{гидр}}$; потери, вызванные газораспределением потоками рабочего тела $\Delta Q_{\text{газ}}$; потери от несовершенства теплообмена в регенераторе ΔQ_n ; потери по элементам конструкции и в окружающую среду $\Delta Q_{\text{то}}$; перенос тепла вытеснителем $\Delta Q_{\text{тп}}$. Кроме того, в реальной конструкции присутствуют потери, вызванные перетечками и утечками рабочего тела через уплотнения.

В работе приведены зависимости для аналитического определения потерь от гидравлического сопротивления клапанов впуска и выпуска, соединительных каналов полостей и регенератора детандера с тепловым тормозом с кривошипно-шатунным механизмом движения. В результате анализа установлено, что потери от

гидросопротивления аппаратов могут составлять до $15 + 22\%$ от располагаемой холодопроизводительности машины, работающей на уровне $T_{ох} = 70 + 80$ К.

Значительная потеря тепла в действительном цикле обусловлена несовершенством теплообмена в регенераторе. Для низкотемпературных микроохладителей она составляет $12 + 25\%$ от располагаемой холодопроизводительности. В настоящей работе использован общий метод анализа потерь во встроенном регенераторе, разработанный проф. А.Д.Сусловым, на основе которого получены расчетные зависимости для определения потерь. Применительно к анализируемой машине: $\Delta Q_H = \Delta Q_{H1} + \Delta Q_{H2}$.

$\Delta Q_{H1} = \beta_1 \beta_2 M_{cp}^2 c_p^2 (T_{от} - T_{ох}) \frac{2}{\alpha_{cp} F}$ — величина потерь, обусловленная температурным напором между газом и насадкой.

$\Delta Q_{H2} = \frac{1}{2} \beta_1^2 M_{cp}^3 c_p^3 (T_{от} - T_{ох}) \left(\frac{\tau_0}{2 m_{CH}} \right)^2$ — величина потерь, обусловленная колебаниями температуры насадки.

где: M_{cp} , α_{cp} , c_p , C_H — средний расход, коэффициент теплоотдачи, теплоёмкость газа и насадки на теплом конце регенератора; F , m_H — площадь теплообмена и масса насадки аппарата; τ_0 — длительность рабочего цикла.

$\beta_1 = \frac{\ell_R}{\ell_g}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность тепловой нагрузки по длине регенератора; ℓ_R , ℓ_g — действительная и эквивалентная длина аппарата.

$\beta_2 = \int_0^{\tau_0} \frac{[M(t)]^2 \alpha_{cp} dt}{M_{cp}^2 \alpha(t) \tau_0}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность тепловой нагрузки по времени; $M(t)$, $\alpha(t)$ — мгновенные значения расхода газа и коэффициента теплоотдачи на теплом конце регенератора.

Непостоянство расхода, параметров рабочего тела (теплопроводность, вязкость и теплоёмкость) и теплоёмкости насадки по длине регенератора приводит к искажению температурного поля по длине аппарата и перераспределению тепловой нагрузки по сечениям, что и учитывает β_1 . В результате аналитического исследования установлено, что для регенераторов охладителей на уровне $T_{ох} = 70 + 80$ К величина коэффициента β_1 находится в пределах от 1,17 + 1,23.

Оптимальным условием работы регенератора является соблюдение постоянства расхода газа через аппарат по времени $\beta_2 = 1$. В детандере с тепловым тормозом наибольшая нагрузка совпадает

с процессами впуска и выпуска и превосходит среднюю величину в $2,5 \pm 3$ раза. Сокращение неравномерности нагрузки может быть достигнуто за счет увеличения углов предворонения впуска и выпуска, что сопряжено с увеличением потерь от газораспределения в случае кривошипно-шатунного привода. Совместный анализ работы регенератора и механизма газораспределения показал, что существует минимальная величина суммы потерь $\Delta Q_v + \Delta Q_{из}$. Для детандера с тепловым тормозом, работающего на гелии при $T_{ох} = 70 \pm 80$ К, $\beta_2 = 1,22 \pm 1,35$, оптимальные значения угла впуска $\alpha_{вп} = 6 \pm 18^\circ$ и выпуска $\alpha_{вып} = 16 \pm 32^\circ$.

Для расчета теплопритоков к аппаратам и цилиндру микроохладителя, расположенным внутри вакуумного криостата, использована методика инж. В.Н. Богаченко. Потери от переноса тепла вытеснителем и по насадке регенератора оценивались по экспериментальным зависимостям, предложенным в МВТУ им. Н.Э. Баумана. Остальные тепловые потери определялись по общеизвестным зависимостям.

Применение метода раздельного определения потерь действительного цикла детандера с тепловым тормозом позволяет выбрать оптимальный тип и вес насадки регенератора, оптимальную геометрию аппарата, фазы газораспределения цикла с целью сведения суммы тепловых потерь к минимуму.

Четвертая глава посвящена экспериментальному исследованию детандера с тепловым тормозом. В ней дано описание экспериментального стенда и опытной модели, приведены характеристики контрольно-измерительной аппаратуры, произведена оценка погрешности измерений, приведен анализ результатов экспериментального исследования низкотемпературного микроохладителя.

Экспериментальный стенд состоял из газовой магистрали, обеспечивающей циркуляцию рабочего тела через машину, и контрольно-измерительной аппаратуры, позволяющей проводить в полном комплексе контроль и регистрацию внутренних и внешних параметров машины в широком диапазоне изменения величин отсечек впуска и выпуска, давлений, температур термостатирования, тепловых нагрузок. Испытания модели были проведены на различных газах. Отработанный воздух после измерения расхода ротаметром выбрасывался в атмосферу. При работе на гелии газовая магистраль микроохладителя замыкалась через дожимающий одноступенчатый гелиевый компрессор, специально созданный в лабо-

ратории на базе воздушного компрессора АК-150. Измерение расхода в этом случае производили с помощью диафрагмы.

Индичирование рабочей полости микроохладителя по температуре произведено малоинерционным вольфрамовым термометром сопротивления; по давлению — тензометрическим датчиком. Осциллограммы давления и температуры визуально наблюдались на экране электронного осциллографа СИ-19, а фиксировались с помощью шлейфового осциллографа МПО-2.

Экспериментальная модель детандера с тепловым тормозом представляет собой одноступенчатую ГХМ с регенератором, расположенным внутри вытеснителя. Конструктивно модель состоит из двух частей: низкотемпературной и механизма привода вытеснителя с клапанной группой. Диаметр цилиндра — 45 мм, ход вытеснителя — 30 мм. В качестве насадки регенератора была применена сетка № 004 по ГОСТ 6613-53, масса насадки 60 г.

Привод вытеснителя кривошипно-шатунного типа связан через понижающий редуктор с электродвигателем постоянного тока. Это позволяет регулировать число двойных ходов вытеснителя в диапазоне 80-130 об/мин. Механизм газораспределения находится непосредственно на приводе вытеснителя, что позволяло легко и просто устанавливать и менять кулачки различного профиля, обеспечивающие разную продолжительность процессов наполнения и выталкивания. Конструкция кулачка позволяла выставлять различный момент опережения открытия клапана вблизи "мёртвой" точки.

В процессе экспериментального исследования были получены основные характеристики работы детандера с тепловым тормозом (полезная холодопроизводительность и расход газа) при работе на воздухе и на гелии, при различных: величинах отношения рабочих давлений, сочетаниях величин отсечек впуска и выпуска, температурах термостатирования с целью определения оптимальных параметров цикла. Оптимальному режиму работы машины соответствовало максимальное значение термодинамического к.п.д. — η_{td} при принятом $\eta_{из.ком.} = 0,6$. Сравнение и оценка эффективности работы модели с различными параметрами цикла производилась на двух контрольных уровнях: $T_{ох} = 120$ К и $T_{ох} = 70 + 80$ К.

Эксперименты на воздухе были проведены при: $P_{вп} = 0,81 + 1,41$ МН/м² ($\beta^* = P_{вып}/P_{вп} = 0,336 + 0,193$); $P_{вып} = 0,272$ МН/м²; $a = 0,066 + 1$; $\beta = 0 + 0,85$; $n = 100$ об/мин. Испытания модели показали, что рациональная область применения машин, работающих

на воздухе, лежит в диапазоне $T_{ох} = 110 + 140$ К. Получение более низких температур сопровождается частичной конденсацией воздуха в холодной зоне в момент выпуска, в результате чего более чем на 15% возрастает расход газа, а, следовательно, увеличиваются тепловые потери регенератора вследствие роста гидросопротивления, которые приводят к резкому падению полезной холодопроизводительности. Кроме того, на 10+15% увеличивается мощность, потребляемая приводом микроохладителя, которая на режимах без конденсации составляла $70 + 90$ Вт.

Анализ результатов экспериментального исследования модели на воздухе низкого давления позволил выявить некоторые оптимальные параметры цикла, обеспечивающие наибольшую экономичность при работе на уровне $T_{ох} = 120$ К. Для машины, принятых геометрических размеров и чисел оборотов вала, оптимальная степень расширения $\epsilon^* = 0,27 + 0,30$, величины отсечек впуска $a = 0,09 + 0,13$ и выпуска $b = 0,8 + 0,85$. С повышением температуры термостатирования оптимальные пределы отсечки впуска сдвигаются в область меньших значений, тогда как отсечки выпуска в сторону больших. При $T_{ох} = 120$ К наибольший $\eta_{гд} = 5,8\%$ получен при $a = 0,11$, $b = 0,85$.

Сравнение эффективности детандера с тепловым тормозом с экспансионной машиной Гиффорда ($a = 1$, $b = 0$) показало, что новый тип охладителя обладает большей экономичностью. В наиболее интересной для практики области температур $T_{ох} = 110 + 140$ К к.п.д. у детандера с тепловым тормозом в 1,9 + 2,5 раза выше, чем у экспансионной машины.

При испытаниях на гелии параметры цикла изменялись в следующих пределах: $P_{2\text{вып}} = 0,456 + 1,17$ МН/м² ($\epsilon^* = 0,195 + 0,498$) при $i_{\text{вп}} = 2,35$ МН/м²; $a = 0,075 + 0,48$; $b = 0,94 + 0,65$; $n = 110$ об/мин. Эксперименты показали, что основные характеристики машины практически линейно зависят от температуры охлаждения: полезная холодопроизводительность сокращается, а расход газа увеличивается с понижением $T_{ох}$.

С уменьшением давления выпуска полезная холодопроизводительность детандера с тепловым тормозом увеличивается вследствие роста располагаемой холодопроизводительности цикла, поэтому минимальный уровень $T_{ох}$ сдвигается в область более низких температур. Одновременно, переход на работу с большим перепадом давлений приводит к увеличению потерь от необратимости процессов

впуска и выпуска, результатом чего является снижение эффективности установки. Поэтому максимальным значениям $\eta_{\tau d}$ при разных

θ^* соответствует определенное отношение температур на ступени охлаждения. Так при $a = 0,075$, $\theta = 0,85$, $\theta^* = 0,498$ — $\eta_{\tau d \max} = 11,8\%$ ($\frac{T_{\text{от}}}{T_{\text{ох}}} = 1,67$), а при $\theta^* = 0,195$ — $\eta_{\tau d \max} = 6\%$ ($\frac{T_{\text{от}}}{T_{\text{ох}}} = 2,3$). То есть, для более экономичной работы машины на уровне $T_{\text{ох}}$ требуется выбор оптимальной θ^* , величина которой зависит от $T_{\text{ох}}$ и от величин отсеков пуска и выпуска.

Практически все испытания опытной модели при низких температурах охлаждения показали, что максимальные значения $\eta_{\tau d}$ лежат при $T_{\text{ох}} = 100 + 130$ К. Следовательно, рациональная величина отношения температур на ступени охлаждения составляет $2,4 + 3$. Одним из возможных путей повышения эффективности нового типа машины при низких $T_{\text{ох}}$ является увеличение числа ступеней охлаждения.

В настоящее время одноступенчатые микроохладители наиболее часто применяют на уровень $T_{\text{ох}} = 70 + 80$ К. В данном случае целесообразно работать при $\theta^* = 0,25 + 0,33$.

Результаты испытаний модели с различными сочетаниями величин отсеков пуска и выпуска при $\theta^* = 0,30$ показали, что наибольшее влияние на основные характеристики оказывает изменение отсеки пуска. При этом каждому уровню $T_{\text{ох}}$ соответствуют свои оптимальные величины отсеков как пуска, так и выпуска. Для микроохладителей на уровень $T_{\text{ох}} = 70 + 80$ К — $\theta_{\text{opt}} = 0,25 + 0,45$, $\theta_{\text{opt}} = 0,60 + 0,75$. Оптимизация некоторых параметров действительного цикла детандера с тепловым тормозом позволила на уровне $T_{\text{ох}} = 70$ К получить $\eta_{\tau d} = 6\%$, что в $1,3 + 1,7$ раза выше, чем у известных экспансионных машин. Полезная холодопроизводительность микроохладителя составляла 10 Вт, расход гелия в цикле $1,75$ кг/час при $a = 0,34$, $\theta = 0,65$.

Одновременно с исследованием рабочего процесса была проведена проверка новых конструктивных схем детандера с тепловым тормозом, так как работоспособность машины с холодильником для отвода тепла сжатия из цикла сомнений не вызывала. Как показали испытания двухступенчатой машины, замена холодильника на регенеративный аккумулятор тепла практически не отразилась на экономичности машины. Работоспособность конструктивной схемы, в которой роль аккумулятора тепла выполняют элементы конструкции, была детально проверена на опытной модели. Простое конструктив-

ное решение машины в данном случае окупает некоторое ухудшение температурных условий основного регенератора.

Недостатком нового типа машины является значительный пусковой период. Это естественно, так как увеличение экономичности сопровождается уменьшением располагаемой холодопроизводительности. Сокращение длительности пускового периода можно достигнуть за счет увеличения отсечек или числа оборотов вала в начале работы машины, что, однако, сопряжено с усложнением конструкции. Во всех случаях пусковая характеристика детандера с тепловым тормозом в 1,2-1,5 раза хуже, чем у экспансионной машины.

В результате измерения мгновенных температур установлено, что в рабочей полости имеет место значительное колебание температуры газа. Совместный анализ кривых давления и температур позволяет сделать вывод, что реальные процессы в полостях детандера с тепловым тормозом качественно хорошо согласуются с рабочим процессом теоретической модели, которая предполагает отсутствие теплообмена газа со стенками цилиндра. Максимальное отклонение расчетных значений от экспериментальных составляет 10-15%. Эти отклонения объясняются, в основном, гидросопротивлением регенератора и наличием теплообмена газа со стенками цилиндра, который имеет место в низкооборотной машине.

Результаты теоретического и экспериментального исследования позволили дать рекомендации по расчету и определению основных параметров детандера с тепловым тормозом. Сравнение экспериментальных и расчетных величин основных параметров микроохладителя показало, что расхождение не превышает 20%.

Основные положения методики расчета детандера с тепловым тормозом и некоторые практические рекомендации настоящего исследования были применены при создании двухступенчатого микроохладителя. Автор принимал непосредственное участие в расчетах и проектировании машины. Во время испытаний на гелии была получена минимальная температура охлаждения на второй ступени 12 К, а на уровне 15 К - гарантированная полезная холодопроизводительность 2,5 Вт. При этом применение нового цикла для достижения низких температур термостатирования позволило сократить расход газа в машине на 30%, по сравнению с известной двухступенчатой экспансионной машиной в системе " *Model - 360 Cryodyne Refrigerator* ".

В В В О Д Ы

1. Разработан и исследован новый тип газовой холодильной машины. Экспериментально проверена работоспособность возможных конструктивных схем детандера с тепловым тормозом. Новый тип охладителя обладает всеми преимуществами экспансионных машин и отличается от них высокой экономичностью.

2. В результате термодинамического анализа различных моделей рабочего процесса детандера с тепловым тормозом получены функциональные связи параметров рабочего тела в отдельных процессах цикла. Установлено, что за счет уменьшения потерь от необратимости процессов впуска и выпуска можно увеличить термодинамическую эффективность микроохладителя в $1,59 \pm 2$ раза, по сравнению с экспансионной машиной Гиффорда.

3. Проведен анализ действительного цикла детандера с тепловым тормозом. Установлено, что наибольшее влияние имеют тепловые потери, вызванные организацией действительного цикла и от несовершенства теплообмена в регенераторе, которые взаимосвязаны между собой. Предложен метод определения оптимальных фаз газораспределения в действительной машине. Даны рекомендации по выбору параметров цикла и размерных соотношений машины.

4. Создан и исследован опытный образец детандера с тепловым тормозом. Получены рабочие характеристики при работе на воздухе и на гелии в широком диапазоне изменения параметров цикла и температур термостатирования. Проведено индцирование рабочей полости по температуре и давлению. Установлено, что действительные процессы, происходящие в полостях, достаточно хорошо согласуются с физической моделью, основанной на допущении отсутствия теплообмена газа со стенками цилиндра.

5. В испытаниях на воздухе при $T_{0x} = 120$ К получено значение термодинамического к.п.д. $\eta_{td} = 5,8\%$, в опытах на гелии при $T_{0x} = 70$ К $\eta_{td} = 6\%$, то есть экономичность экспериментального образца в $1,3 \pm 1,7$ раза выше известных экспансионных машин.

6. Даны практические рекомендации по рациональному выбору параметров цикла низкотемпературного микроохладителя, близкого по размерам и конструкции к испытанной модели: степень расширения $\epsilon^* = 0,25 \pm 0,35$, отсечки впуска $a = 0,25 \pm 0,45$ и выпуска $b = 0,60 \pm 0,75$.

7. Метод расчета и результаты исследований детандера с тепловым тормозом использованы при разработке и проектировании низкотемпературного двухступенчатого микроохладителя на уровень температуры термостатирования 15 К. Применение нового цикла позволило сократить расход газа в машине на 30%.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Суслов А.Д., Глухов С.Д., Полтараус В.Б. "Модификация цикла микроохладителя", "Техника низких температур", Сб.матер. Республиканской научной конференции "Повышение эффективности процессов и оборудования холодильной и пищевой промышленности", Ленинград, 1971 год.
2. Суслов А.Д., Глухов С.Д., Полтараус В.Б. "Результаты экспериментального исследования воздушной холодильной расширительной машины", ЦИНТИНЕФТЕХИММАШ, Сб. "Криогенное и кислородное машиностроение", № I, 1973 г.
3. Глухов С.Д., Полтараус В.Б. "Эффективный микроохладитель" "Известия ВУЗов", Машиностроение, № II, 1973 г.
4. Суслов А.Д., Глухов С.Д., Полтараус В.Б. "Экспериментальное исследование низкотемпературного микроохладителя" ЦИНТИНЕФТЕХИММАШ, тезисы докладов I-ой Всесоюзной конференции по криогенной технике, Москва, 1973 г.