

М186904
Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

А. З. МИРКИН

СОЗДАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ
СВОБОДНОПОРШНЕВОГО
ДЕТАНДЕР-КОМПРЕССОРА

Диссертация написана на русском языке

(05.194. Холодильные машины, машины и аппараты
глубокого охлаждения и кондиционирования)

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.

Научные руководители:
доктор технических наук, профессор Архаров А. М.,
кандидат технических наук, доцент Гридин В. Б.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, ст. научный сотрудник
Данилов И. Б.
кандидат технических наук, доцент Мизернюк Г. Н.

Ведущее предприятие — указано в решении Ученого Со-
вета.

Автореферат разослан « . . . » 1972 г.

Защита состоится « . . . » 1972 г.
на заседании « . . . » « »
МВТУ им. Н. Э. Баумана, наб.,
дом 1, лабора

Отзыв на й пе-
чать учрежд 07005,
2-я Бауманск

С диссерт МВТУ.

Ученый се Е. С.
доктор техни

М186904

Глубокое охлаждение находит все более широкое применение в различных отраслях науки, техники и промышленности. Наиболее эффективными являются низкотемпературные циклы с расширительными машинами, поэтому в холодильных установках широко применяются детандеры различных типов.

Развитие технических средств криогенной техники в настоящее время идет в том числе и в направлении создания новых типов поршневых расширительных машин.

За последнее десятилетие как в нашей стране, так и за рубежом выполнено большое количество теоретических и экспериментальных работ по усовершенствованию поршневых детандеров. Работами советских ученых и исследователей П.Л.Капицы, С.Я.Герша, В.И.Епифановой, И.И.Гильмана, А.М.Архарова, В.Б.Гридина, И.Б.Данилова, В.М.Бродянского и др. созданы основы теории поршневых детандеров.

Применение поршневых детандеров в транспортных установках, летательных аппаратах, электронных устройствах и других новых областях криогенной техники ставит задачу уменьшения веса и габаритов, обеспечения динамической уравновешенности, снижения затрат мощности на получение холода. Дальнейшее значительное усовершенствование детандеров возможно только на основе новых, прогрессивных решений.

Одним из перспективных типов поршневых расширительных машин являются свободнопоршневые (безвальные) детандер-компрессоры (БДК). Настоящая работа, выполненная в МВТУ им.Баумана, посвящена теоретическому и экспериментальному исследованию БДК. При этом использовался опыт двигателестроения и компрессоростроения, работы советских ученых А.С.Орлина, М.Г.Круглова, В.К.Кошкина, И.М.Френкеля, Н.В.Пульманова, Л.М.Майзеля и др.

Поскольку БДК по принципу действия и конструкции значительно отличаются от существующих детандеров, создание этого нового типа машины потребовало проведения следующих исследований:

1. Разработка и анализ схем и конструкций БДК.
2. Теоретическое исследование рабочего процесса и динамики поршневых групп БДК.
3. Экспериментальное исследование БДК и разработка рекомендаций по проектированию и расчету машин этого типа.

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1186904

Миркин А.З. Создание и ис

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

МВТУ
им. Н.Э. Баумана
ГЛАВНОТРА

Диссертация состоит из введения, четырех глав и выводов.

В Первой главе изложены тенденции развития поршневых расширительных машин, рассмотрены пути их усовершенствования, определены и обоснованы задачи, подлежащие решению в диссертационной работе.

Во второй главе дается анализ схем и выполненных конструкций БДК.

Особое внимание было уделено разработке газораспределительных механизмов БДК. Так как у БДК отсутствуют вращающиеся детали, применение обычного кулачкового привода клапанов затруднено. Поэтому были разработаны варианты машин с бесклапанным механизмом газораспределения и с впускным клапаном, имеющим привод от поршня компрессора.

С целью исследования рабочего процесса и определения наиболее рациональных конструктивных решений были изготовлены последовательно четыре модификации БДК-I. Все варианты выполнены по схеме с двумя, противоположно движущимися поршнями для обеспечения полной динамической уравновешенности и отличаются главным образом, конструкцией механизма газораспределения и поршневых блоков.

Основные параметры созданных БДК:

Максимальное давление перед детандером, Мн/м ²	20
Максимальное давление нагнетания компрессора, Мн/м ²	0,7
Диаметр цилиндра детандера, мм	.50 (I, II, III варианты) 54 (IV вариант)
Диаметр цилиндра компрессора, мм	300
Ход одного поршня, мм	40-50
Число циклов в минуту	1000-2200
Адиабатный КПД детандера	0,7
Габариты, мм	1255x685x720
Масса, кг	250

БДК-IA выполнен с бесклапанным механизмом газораспределения детандера. Масса поршневого блока (с чугунными поршнями компрессора) 32,54 кг обеспечивает число циклов в минуту 1000+1300. Кольца несмазываемого поршневого уплотнения выполнены у детандера из материала ФН-202, у компрессора - из материала 4K20. Имеется пусковой клапан, установленный в линии высокого давления детандера.

БДК-IB выполнен с поршнями компрессора из алюминиевого сплава. Благодаря этому масса поршневого блока уменьшена до 12,435 кг и число циклов увеличено в 1,5-2 раза (в зависимости от режима работы) по сравнению с БДК-IA.

БДК-IV отличается тем, что впуск газа осуществляется только

через один из поршней. Этим достигается уменьшение перетечек газа, сокращение мертвого пространства и обеспечивается полный прямой ток газа в цилиндре.

БДК-1Г выполнен с выпускным клапаном детандера, позволяющим в широких пределах изменять фазы газораспределения и обеспечивающим возможность подробных исследований. Пуск машины осуществляется с помощью выпускного клапана.

Третья глава посвящена теоретическому исследованию рабочего процесса БДК. В качестве основного критерия оценки детандеров выбран адиабатный КПД, представленный в следующем виде:

$$\eta_{ad} = 1 - \sum \Delta \bar{i}_k, \quad (I)$$

где $\sum \Delta \bar{i}_k = \sum \frac{\Delta i_k}{T_k - T_{k*}}$ — сумма относительных величин холодопотерь детандера; Δi_k — абсолютные величины холодопотерь; i_k и i_{k*} — энтальпия газа соответственно до выпускного устройства и в конце адиабатного расширения. Разбив потери на две группы, выражение (I) можно записать в следующем виде:

$$\eta_{ad} = 1 - \eta_1 - \eta_2, \quad (2)$$

где η_1 — относительная величина потерь удельной холодопроизводительности в результате необратимости процессов смещения при впуске в мертвый объем и наполнении, дросселирования и неравновесного расширения — выхлопа; η_2 — относительная величина потерь удельной холодопроизводительности, зависящая от качества исполнения реальной машины и количества проходящего через нее газа.

Для вычисления потерь η_1 необходимо определить параметры газа в характерных точках индикаторного процесса. Взаимосвязь параметров газа в цилиндре и трубопроводе определяется на основании методов классической термодинамики. В рассматриваемой системе из трубопровода в цилиндр поток газа массой dG с температурой T_0 . Параметры газа в цилиндре изменяются при движении поршня. Уравнение состояния газа имеет вид:

$$\frac{dG}{G} = \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dT}{T} - \frac{dz}{z}, \quad (3)$$

где G , p , V , T , z — масса, давление, объем, температура и коэффициент сжимаемости газа.

Для внешнеадиабатной термомеханической системы с переменной массой уравнение закона сохранения и превращения энергии можно записать следующим образом:

$$idG = du + pdV. \quad (4)$$

Здесь i , U - энтальпия и внутренняя энергия газа. Так как при постоянных i , c_v и c_p

$$\left. \begin{aligned} dU &= c_v d(GT) = c_v T dG + c_v G dT; \\ i dG &= c_p T_a dG; \end{aligned} \right\}$$

то уравнение (4) может быть преобразовано в такой вид:

$$(kT_a - T) \frac{dG}{G} = dT + (k-1)T \frac{dV}{V}, \quad (5)$$

где k - показатель адиабаты.

Подстановкой уравнения (3) в выражение (5) находится искомое соотношение, связывающее текущие параметры газа в системе:

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{(T_a - T) \frac{dV}{V} - T_a \frac{dT}{T}}{\frac{T}{k} - T_a} \quad (6)$$

Уравнение (6) является общим уравнением для определения значения температуры газа в цилиндре в характерных точках индикаторной диаграммы.

Потери η_i вычисляются по методу А.М.Архарова:

$$\eta_i = \frac{\delta T_{c.d.s.} \left(\frac{\partial i}{\partial T} \right)_{p_{max}}}{T_a \left[1 - (G')^{\frac{1-k}{k}} \right] \left(\frac{\partial i}{\partial T} \right)_s} \quad (7)$$

В уравнении (7) производная $\left(\frac{\partial i}{\partial T} \right)_{p_{max}}$ определяется по диаграмме как средняя по процессу между действительной и теоретической температурами конца расширения; производная $\left(\frac{\partial i}{\partial T} \right)_s$ определяется по диаграмме как средняя для процесса $s = const$; $T_{a.s.} = T_n$ - температура газа перед детандером; $\delta T_{c.d.s.}$ - суммарное приращение температуры, определяемое из уравнения:

$$\delta T_{c.d.s.} = T_a \left\{ \frac{\left[\frac{\sigma (a_0 + c_0)^k}{\sigma (1 + a_0)} + k - k b_0 - a_0 - 1 \right]}{\left[\sigma k c_0 + a_0 \left[\sigma - \left(1 + \frac{b_0}{a_0} \right)^k \right] \right]} - \frac{1}{(G')^{\frac{k-1}{k}}} \right\} \quad (8)$$

где G' и G - располагаемая и расчетная степень расширения; a_0 , c_0 , b_0 - относительные величины мертвого объема, отсеки впуска и обратного сжатия.

Величина потерь η_2 определяется из уравнения:

$$\eta_2 = \frac{Q_{re} + Q_r + Q_{b.r.} + Q_y}{G_x (i_n - i_{x_s})}, \quad (9)$$

где $Q_{тр}$, Q_r , $Q_{вн.г.}$, Q_y - потери холодопроизводительности соответственно за счет трения в поршневом уплотнении, от внешнего и внутреннего теплопритоков и от утечек.

Тепло $Q_{тр}$, выделяемое при трении поршневого уплотнения, эквивалентно работе трения.

Внешний теплоприток определяется по уравнению:

$$dQ_r = k_r dF \Delta T d\tau, \quad (I0)$$

где dF - поверхность расширительной машины, к которой отнесен внешний теплообмен за промежуток времени $d\tau$; ΔT - средняя разность температур окружающей среды и газа в цилиндре; k_r - общий коэффициент теплопередачи:

$$k_r = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (II)$$

В уравнении (II) α_1 - коэффициент теплоотдачи от внешней среды к стенке цилиндра; α_2 - коэффициент теплоотдачи от газа к внутренней стенке цилиндра; δ - толщина стенки цилиндра; λ - коэффициент теплопроводности.

Приняв $\alpha_1 = idem$ и $\frac{\delta}{\lambda} = idem$, можно установить влияние величины α_2 на k_r . Колебание α_2 в пределах от 1000 до 1500 Вт/м²град. (при $\alpha_1 = 55$ Вт/м²град, $\lambda = 46$ Вт/м.град. и $\delta = 10^{-2}$ м) вызывает изменение k_r в пределах 47+48 Вт/м²град. Таким образом, при изменении α_2 в 1,5 раза величина k_r изменяется на 2%.

Взаимосвязь между α_2 и расходом газа G_x можно установить для турбулентного режима течения из уравнения:

$$\alpha_2 = \frac{0,023 \cdot \lambda_r}{\mu^{0,4}} \cdot \frac{(\rho w)^{0,8}}{D^{0,2}} \quad (I2)$$

Здесь λ_r и μ - теплопроводность и динамическая вязкость газа; D - диаметр цилиндра; ρ и w - средние значения плотности и скорости газа в цилиндре.

Из уравнения (I2) следует, что при увеличении α_2 в 1,5 раза величина G изменяется в 1,67 раз и при этом величина k_r и, соответственно, Q_r возрастают только на 2%.

Потери $Q_{вн.г.}$ определяются с использованием уравнения прироста энтропии от периодического теплообмена между стенкой и газом:

$$\delta S = \int_0^{2\pi} ds \approx \frac{\pi f \lambda}{\sqrt{\omega a}} \cdot \left[\frac{2}{\sqrt{2M}} \left(\frac{\theta}{\sqrt{\theta^2 - 1}} - 1 \right) \right] \frac{\partial x}{\partial \tau \text{ град. цикл}},$$

где f - поверхность, участвующая в регенеративном теплообмене;
 $\omega = 2\pi/\tau_u$ - угловая частота (τ_u - время цикла); α - коэффициент температуропроводности стенки камеры расширения; $M = \frac{\omega \lambda^2}{2\alpha^2 a}$ - безразмерный параметр; $\theta = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{T_{\max} - T_{\min}}$

В пересчете на 1 кг газа $\delta S_{\text{внт.}} = \frac{\delta S}{G_u} \frac{\partial \kappa}{\partial \text{град}}$, тогда соответствующие этой величине приращение температуры и снижение холодопроизводительности будут равны:

$$\delta T_{\text{внт.}} = \frac{\delta S}{\left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_{p_k}} \text{ град};$$

$$Q_{\text{внт.}} = \delta q_{\text{внт.}} G = \delta T_{\text{внт.}} \left(\frac{\partial i}{\partial T}\right)_{p_k} G \text{ вт.}$$

В этих уравнениях производные $\left(\frac{\partial i}{\partial T}\right)_{p_k}$ и $\left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_{p_k}$ вычисляются с помощью диаграмм как средние по процессу между теоретической и действительной температурами конца расширения.

Относительная величина холодопотери от утечки газа принималась равной 0,01+0,02 от $4i_{ad}$.

На основании выполненного исследования построены расчетные зависимости расхода газа G_x , абсолютных Q_2 и относительных η_2 потерь от давления p_n , отсечки C_o и числа циклов $\bar{n}$, а также графики $\eta_2 = f(G_x)$. Последние аппроксимируются гиперболой с погрешностью 1,5-2% при изменении C_o в пределах 0,05+0,35, p_n - 5+9,5 Мн/м² и $\bar{n}$ - 1050+1950 цикл/мин.

Поэтому с достаточной для инженерных расчетов точностью можно принять:

$$\eta_2 = \delta \frac{G}{G_x}, \quad (13)$$

где δ и G - относительная величина потери удельной холодопроизводительности детандера при реальных условиях работы по сравнению с теоретическими и расход газа при заданных, например, оптимальных фазах газораспределения; G_x - расход газа через детандер при действительных фазах газораспределения.

При оптимальных фазах газораспределения $G_x = G$ и $\eta_2 = \delta$. Поэтому для различных типов построенных детандеров, у которых известны значения η_{ad} при данных фазах газораспределения, можно определить по уравнению (13) значения коэффициента δ . Расчетами установлено, что величина δ для различных детандеров может колебаться в пределах 0,04+0,28, причем, для воздушных детандеров высокого давления ^{не}прямоточного типа $\delta = 0,10$, для воздушных быстроточных детандеров прямоточного типа и гелиевых детандеров $\delta = 0,05$, для

воздушных детандеров среднего и низкого давления $\delta = 0,15 + 0,25$.

Для воздушных детандеров высокого давления по предложенной методике определены зависимости δ_{ad} от ρ_n , ρ_k , a_o , c_o и δ_o и сопоставлены с экспериментальными кривыми для этих же условий. Результаты расчетного исследования хорошо согласуются с опытными данными.

Характерной особенностью БДК является взаимное влияние процессов, происходящих в детандерном, компрессорном и буферном цилиндрах. Расчет основных размеров машины базируется на следующих соотношениях:

$$\left. \begin{aligned} \sum N_{id} &= \sum N_{ik} + N_{tr} + N_{om} \\ \sum L_k &= \sum L_{ox} + \sum L_{\delta} + L'_{tr} + L'_{om} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

где N_{id} , N_{ik} , N_{tr} , N_{om} — соответственно индикаторная мощность детандерного и компрессорного цилиндров, мощность расходуемая на трение и на привод обслуживающих механизмов; L_k , L_{ox} , L_{δ} , L'_{tr} , L'_{om} — соответствующие величины работы при обратном ходе поршня, определяемые по известным формулам.

Между величинами мертвого объема $a_{ок}$ и диаметром цилиндра компрессора D_k получено соотношение:

$$a_{ок} = \frac{1 - \frac{4V_k}{\pi D_k^2 S_n \bar{n} z \lambda_r \lambda_p \lambda_r}}{G^{\frac{1}{\gamma_k}} - 1} \quad (15)$$

где V_k , $\bar{n}$ — производительность компрессора и число циклов в секунду; S_n , z — ход поршня и число цилиндров компрессора; λ_r , λ_p , λ_r — коэффициенты, учитывающие подогрев газа, гидравлическое сопротивление клапанов и утечки.

Величины D_k и $a_{ок}$ определяются решением системы уравнений (14).

БДК по кинематике и динамике существенно отличаются от классических детандеров. Основная задача исследования динамики БДК состоит в разработке способа определения числа циклов в минуту, а также изучении влияния параметров рабочего процесса на динамику поршневых групп. Расчет числа циклов БДК основан на равенстве изменения кинетической энергии работе внешних сил:

$$\frac{M \omega_x^2}{2} - \frac{M \omega_o^2}{2} = \int_0^x P(x) dx = A \quad (16)$$

В уравнении (16) M — масса поршневого блока; ω_o и ω_x — скорости поршня, соответствующие положениям поршня в В.М.Т. и в точке x ;

$A_{\text{вн}}$ — сумма сил, действующих на поршень; A — работа внешних сил. Так как $u_0 = 0$, то из уравнения (16) получаем зависимость для скорости поршня:

$$u_x = \frac{dx}{dt} = \sqrt{\frac{2}{M} \int_0^x \rho(x) dx} \quad (17)$$

Время движения поршня находится интегрированием уравнения (17) в пределах от 0 до x .

$$\tau = \sqrt{\frac{M}{2}} \int_0^x \frac{dx}{\sqrt{\int_0^x \rho(x) dx}} \quad (18)$$

Из-за сложности функции $\rho(x)$ применяются графоаналитические методы решения. При этом величины времени прямого $\tau_{\text{пр.х.}}$ и обратного $\tau_{\text{об.х.}}$ хода определялись по средним скоростям прямого и обратного хода. Так как положительная работа результирующей силы равна отрицательной работе результирующей силы и при прямом и при обратном ходе, то значения работы и скорости поршня достаточно определить для прямого хода от В.М.Т. до точки x' , в которой $A(x) = 0$, а для обратного хода от Н.М.Т. до точки x'' , в которой также $A(x) = 0$. Затем по графикам $u_{\text{пр.х.}}(x)$ и $u_{\text{об.х.}}(x)$ находят значения средних скоростей прямого и обратного хода:

$$u_{\text{ср.пр.х.}} = \frac{\int_{x_{\text{в.м.т.}}}^{x_{\text{р.о.}}} u_{\text{пр.х.}}(x) dx}{x'}; \quad u_{\text{ср.об.х.}} = \frac{\int_{x_{\text{н.м.т.}}}^{x_{\text{р.о.}}} u_{\text{об.х.}}(x) dx}{x''};$$

и тогда

$$\tau_4 = \frac{S_n}{u_{\text{ср.пр.х.}}} + \frac{S_n}{u_{\text{ср.об.х.}}}$$

Для приближенного определения числа циклов БДК в уравнении (18) сложная функция движущей силы $\rho(x) = M \frac{d^2 x}{dt^2}$ заменяется прямой линией $\rho(x) = \rho_{\text{max}} - kx$ и последующим интегрированием получается время хода:

$$\tau = \pi \sqrt{\frac{MS_n}{2\rho_{\text{max}}}} \quad (19)$$

где ρ_{max} — движущая сила в начале хода поршня.

Тогда формула для определения числа циклов после введения поправочных коэффициентов принимает следующий вид:

$$\bar{n} = \frac{60}{\pi \sqrt{\frac{MS_n}{2} \frac{1}{\delta_0^{0.77} \left(\frac{(a_0 + c_0)^{0.77}}{0.86 \sqrt{\rho_{\text{в.м.т.}}}} + \frac{0.78 S_n}{S_5 (a_0 + c_0)^{0.77} \rho_{\text{к}}^{0.77} \sqrt{\rho_{\text{н.м.т.}}}} \right)}}} \quad (20)$$

где $\rho_{\text{в.м.т.}}$ и $\rho_{\text{н.м.т.}}$ — движущая сила в В.М.Т. и Н.М.Т.; $S_5 = \delta_0 S_n$.

Погрешность расчета по формуле (20) не более 5%.

Исследованием динамики поршневых групп определена зависимость числа циклов БДК от термодинамических и конструктивных параметров детандерного и компрессорного цилиндров. Это дало возможность установить расчетным путем с использованием уравнений (I)+(8) и (13) зависимость G_x , λ_{ad} и Q от величины ρ_n , ρ_k , a_o , b_o и c_o . С целью определения влияния переменного скоростного режима на G_x , λ_{ad} и Q рассмотрена работа БДК с $\bar{n} = var$ и $\bar{n} = idem$ при прочих равных условиях.

Зависимость G_x от параметров детандера отличается у БДК по сравнению с обычными детандерами, так как при изменении рабочих параметров БДК изменяется не только цикловой расход G_u , но и число циклов машины. В связи с этим несколько отличаются и зависимости λ_{ad} .

В связи со значительным увеличением скоростного режима становится все более актуальным исследование процесса газообмена в детандерном цилиндре. Предложенная методика расчета бесклапанного поршневого детандера базируется на следующих уравнениях для определения давления в цилиндре в процессе впуска и выпуска:

для надкритического впуска

$$P_x = P_b \left(\frac{\mu \sqrt{T_b} \int_{t_b}^{t_x} dt}{q_4 V''} + 0,22 \ln \frac{V_g}{V_x} + 1 \right)^{\frac{1}{0,15}}, \quad (21)$$

для подкритического впуска

$$P_x = \frac{P_{g1}}{0,925} \left[\left(\frac{\mu \sqrt{T_{g1}}}{V''} \int_{t_{g1}}^{t_x} dt + 0,4 + 0,088 \ln \frac{V_g}{V_x} \right) \left(\frac{P_g}{P_n} \right)^{0,15} - 0,325 \right], \quad (22)$$

для надкритического выпуска

$$P_x = \frac{P_g}{\left(\frac{\mu \sqrt{T_g} \int_{t_g}^{t_x} dt}{q_4 V} + 0,22 \ln \frac{V_g}{V_x} + 1 \right)^{\frac{1}{0,15}}} \quad (23)$$

для подкритического выпуска

$$P_x = \frac{0,925}{\left(\frac{\mu \sqrt{T_g}}{V'} \int_{t_g}^{t_x} dt + 0,4 + 0,088 \ln \frac{V_g}{V_x} \right) \left(\frac{P_k}{P_g} \right)^{0,15} - 0,325} \quad (24)$$

В этих уравнениях $V = \frac{V_g + V_x}{2}$; $V' = \frac{V_g + V_x}{2}$; $V'' = \frac{V_g + V_x}{2}$; $V''' = \frac{V_i + V_x}{2}$, а коэффициент расхода μ принимался равным 0,45+0,65 по опытным данным В.Б.Гридина. Уравнения (21)+(24) получены для воздуха при $m = 1,43$.

Четвертая глава посвящена экспериментальному исследованию БДК. Дается анализ особенностей исследования этих машин, описание раз-

работанных установок и измерительных схем, а также характеристики применяемых приборов и оценка погрешностей измеряемых величин.

Исследования БДК проводились в два этапа. На первом этапе испытывался первый образец БДК-1А с целью принципиальной проверки его работоспособности.

Второй этап испытаний проводился в МВТУ им. Баумана и заключался в исследовании особенностей работы БДК, подробном изучении его рабочего процесса и динамики, сопоставлении работоспособности и экономичности созданных вариантов БДК. При этом изучалось влияние различных параметров на Q , η_{ad} и $\dot{V}$.

На каждом режиме испытаний определялись следующие параметры и характеристики: 1) Давление, температура и расход воздуха детандерного и компрессорных цилиндров; 2) Число циклов БДК в минуту; 3) Положение В.М.Т. и Н.М.Т.; 4) Индикаторные диаграммы рабочих полостей; 5) Зависимость хода поршня от времени.

Давление воздуха в трубопроводных системах измерялось манометрами класса 1,5 и 2,5 с верхним пределом измерений 10 и 300 кг/см².

Температура воздуха на входе и выходе из детандера и на выходе из компрессора измерялась с помощью медь-константановых термопар. Запись температур осуществлялась быстродействующим автоматическим 12-точечным потенциометром (ГДР).

Расход воздуха определялся диафрагмами, подключенными к мембранным дифманометрам ДМ-6. Регистрация расхода осуществлялась приборами типа ДСР1-07.

Положение В.М.Т. и Н.М.Т., зависимость хода поршня от времени и $\dot{V}$ определялись с помощью специально разработанного устройства, внутри которого перемещался шток, жестко соединенный с одним из поршней. На конце штока установлен диск с конусом. Сигнал о положении В.М.Т. и Н.М.Т. получался при замыкании контактов диском. Сигнал от одного из этих контактов использовался также для определения числа циклов БДК с помощью частотомера И4-16 и осциллографа С1-19А. Регистрация изменения хода поршня по времени осуществлялась тензодатчиками, наклеенными на упругую пластину, изгибаемую конусом при движении поршня. Для усиления сигнала, поступающего к осциллографу, применялся усилитель ТА-5.

Так как при исследовании рабочих процессов БДК необходимо одновременно регистрировать несколько переменных параметров, была принята измерительная схема с 14-шлейфовым осциллографом Н-700. Давление воздуха в цилиндрах детандера и компрессорных цилиндрах измерялось пьезокерамическими датчиками ВНИИ.

Обработка результатов измерения внешних параметров БДК позво-

для оценить влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на работу БДК. При этом рассматривалось влияние каждого изучаемого фактора одновременно на $\bar{n}$, ζ , ζ_{ad} и Q . Такое комплексное рассмотрение дало возможность не только установить, но и объяснить характер полученных зависимостей.

Установлено, что у БДК имеется нижний предел величины отсечки выпуска C_o , при котором Н.М.Т. приближается к точке начала открытия выпускных окон. Минимально допустимая для устойчивой работы БДК величина C_o обратно пропорциональна давлению p_n . С уменьшением величины p_n значение минимально допустимой величины C_o увеличивается. Верхний предел величины C_o равен 1, т.е. БДК может работать при постоянно открытом выпускном клапане. При этом режиме N_{ad} и ζ максимальны, но ζ_{ad} низкий из-за отсутствия процесса расширения с отдачей внешней работы. Подобный режим работы применялся только при пуске БДК. Величина отсечки ($C_o = 0,15+0,25$), соответствующая максимальному значению ζ_{ad} ниже, чем у обычных детандеров. Это объясняется высоким скоростным режимом БДК и соответствующим увеличением ζ .

При изменении любого эксплуатационного параметра БДК в пределах $\pm 10+15\%$ соответственно меняется величина какого-нибудь другого или сразу нескольких параметров, и автоматически обеспечивается энергетический баланс машины и ее устойчивая работа. Если изменение параметра превышает эту величину, то необходимо принять соответствующие меры для обеспечения работоспособности БДК.

Поэтому, хотя в данной работе специально не ставилась задача исследования регулировочных характеристик БДК, отдельные вопросы регулирования необходимо было изучить для обеспечения устойчивой работы испытываемых машин.

Исследования показали, что изменение величины начального давления p_n существенно влияет на величину ζ и Q и незначительно на ζ_{ad} при $p_n > 6 \text{ Мн/м}^2$. При убывании p_n , начиная от $p_n \approx 6 \text{ Мн/м}^2$ происходит резкое снижение величины ζ_{ad} , что объясняется увеличением холодопотерь вследствие снижения расхода газа и уменьшения проходного сечения выпускных окон.

Значения давления p_n , соответствующие максимальной величине ζ_{ad} , равны $0,4+0,5 \text{ Мн/м}^2$.

При исследовании влияния мертвого пространства α_o на ζ_{ad} необходимо было обеспечить постоянство положения В.М.Т., а также величин C_o и ζ_o . Это достигалось изменением давления нагнетания компрессора p_{2k} в соответствии с изменением величины работы L_{ax} детандера. При увеличении α_o несколько снижалось ω_{ox} и $\bar{n}$. В ре-

зультате, несмотря на значительное увеличение G_4 при возрастании a_0 в пределах от 0,07 до 0,27, общий расход газа увеличивался только на 10+15%.

Влияние величины опережения впуска α_0 на рабочий процесс детандера у БДК несколько больше, чем у обычных детандеров. Это связано с тем, что увеличение α_0 у БДК при прочих равных условиях вызывает смещение наружу В.М.Т. и соответствующее увеличение a_0 . При изменении линейной величины S_{α_0} в пределах от 4 до 21 мм a_0 увеличивается в 1,5-2 раза (в зависимости от режима работы). S_{α_0} имел максимум при $S_{\alpha_0} = 6+9$ мм.

Обработка осциллограмм БДК позволила получить индикаторные диаграммы детандерного и компрессорного цилиндров, определить значения индикаторной мощности, потери на трение в движущихся деталях машины. Для испытанных вариантов БДК значения механического КПД η_m находились в пределах 0,8+0,85.

Характер протекания процессов сжатия и расширения детандера и компрессора оценивался по средним показателям политроп соответствующих процессов. Средние значения показателя политропы расширения в детандере БДК-1Г находились в пределах $m_g = 1,35+1,40$, что свидетельствует о незначительной величине теплопритока к воздуху в процессе расширения благодаря высокому скоростному режиму. Средние значения показателя политропы сжатия в детандере получены в пределах $\bar{n}_g = 1,1+1,15$. Полученное соотношение $\bar{n}_g > n_g < m_g$ указывает на наличие регенеративного теплообмена в цилиндре детандера.

Средние значения показателей политроп сжатия и расширения в компрессорном цилиндре равны: $n_k = 1,25+1,32$; $m_k = 1,22+1,3$.

Данные по динамике и кинематике БДК получены путем обработки графика зависимости хода поршня от времени и построения кривых изменения скорости и ускорения поршня. Максимальное число циклов в минуту получено у БДК-1Б с алюминиевыми компрессорными поршнями - 2200, а у остальных трех вариантов с чугунными компрессорными поршнями - 1500+1700. Однако, благодаря небольшой величине хода поршня (у детандера $S/D = 0,75+0,8$) средняя скорость поршня не превышала 3,5 м/сек при $\bar{n} = 2200$ и 2 м/сек при $\bar{n} = 1500$.

Несмотря на значительные максимальные ускорения поршней БДК (500+1000 м/сек² вблизи В.М.Т. и 300-500 м/сек² у Н.М.Т.), испытанные образцы работали практически без вибраций, что свидетельствует об их динамической уравновешенности.

Несмазываемое поршневое уплотнение компрессора работало надежно в течение всего времени испытаний без заметного износа. Удовлетворительная работа поршневых колец детандера, выполненных

из несмазываемого материала ФН-202, была получена при выполнении их с прямыми замками и шириной, превышающей на 2 мм диаметр отверстий в стенке цилиндра.

Анализ испытаний БДК с различными механизмами газораспределения показал, что наибольшую эффективность обеспечивает БДК-ІГ с впускным клапаном, а наиболее надежны – БДК с бесклапанным газораспределением детандера. Разница в значениях $\eta_{\text{э}}$ составляла около 10%. При испытаниях трех вариантов БДК с бесклапанным газораспределением более экономичным (на 5%) оказался БДК-ІВ, у которого выпуск осуществлялся через один из поршней, а выпуск через окна, открываемые кромкой другого поршня. Это объясняется наиболее полным обеспечением прямоотчности движения воздуха в цилиндре, а также уменьшением мертвого объема.

Как показали испытания, все четыре варианта БДК оказались работоспособными.

ВЫВОДЫ.

1. Создан и исследован новый тип поршневой расширительной машины для получения низких температур – свободнопоршневой (безвальный) детандер-компрессор (БДК).

2. По сравнению с существующими поршневыми детандерами БДК имеет меньшую металлоемкость (в 5–10 раз), с минимальными потерями утилизирует работу детандера, обладает динамической уравновешенностью, безопасностью эксплуатации и легким запуском.

3. На основании выполненного теоретического анализа предложены методики расчета:

- рабочего процесса детандера при постоянном и переменном скоростных режимах;

- параметров детандерного и компрессорного цилиндров;

- динамики поршневых групп;

- процесса газообмена детандера.

4. Созданы специальные стенды и разработана методика экспериментального исследования БДК. Построены и испытаны опытные варианты БДК с несмазываемым поршневым уплотнением и различными системами газораспределения.

5. Показана целесообразность выполнения детандера по прямоотчной схеме с бесклапанным газораспределением или впускным клапаном. Данные экспериментального исследования достаточно полно подтверждают результаты теоретического анализа.

6. Рекомендованы области применения вариантов БДК в технике низких температур, преимущественно в установках небольшой и средней

производительности.

7. Разработанные методики расчета и опыт создания и исследования первых образцов БДК могут быть использованы при проектировании машин данного типа. Результаты работы переданы Министерству химического и нефтяного машиностроения СССР. Опытный образец БДК-I-MBTY экспонирован на межотраслевой выставке "Холод-72" на ВДНХ СССР.

Основные результаты работы доложены на II Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению в г. Ленинграде (1968г) и XIII Международном конгрессе по холоду в Вашингтоне (США, 1971г.)

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

I. Свободнопоршневые детандер-компрессоры. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1969г.

2. Процесс газообмена бесклапанного поршневого детандера. "Химическое и нефтяное машиностроение", 1970г. № 5.

3. К вопросу создания свободнопоршневых (безвальных) детандер-компрессоров. Труды II Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению. Издательство "Будивельник", 1970г. В соавторстве с В.Б.Гридиным.

4. Расчет основных размеров свободнопоршневого детандер-компрессора. Известия Вузов, "Машиностроение", 1969г., № 9. В соавторстве с В.Б.Гридиным.

5. Тенденции развития поршневых расширительных машин. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1971г. В соавторстве с В.Б.Гридиным.

6. Исследование рабочих процессов поршневых детандеров. "Химическое и нефтяное машиностроение", 1971г. № 9. В соавторстве с В.Б.Гридиным.

7. Designing and investigation of the free piston expander. XIII International Congress of Refrigeration, 1971.

В соавторстве с А.М.Архаровым и В.Б.Гридиным.

8. Свободнопоршневой детандер-компрессор. Авт. св. № 207939. Бюл. изобр., 1967г. № 3. В соавторстве с В.М.Бродянским и Н.М.Савиновой.

9. Свободнопоршневой детандер-компрессор. Авт. св. № 231561, Бюл. изобр., 1968, № 36.

10. Свободнопоршневой детандер-компрессор. Авт. св. № 264411, Бюл. изобр. 1970г. № 9. В соавторстве с В.Б.Гридиным.

11. Свободнопоршневой детандер-компрессор. Авт. св. № 274533. Бюл. изобр. 1970г. № 21. В соавторстве с В.Б.Гридиным.