М 383299

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

На правах рукописи

ДАРБИНЯН РОБЕРТ ВРАМШАБОВИЧ

# ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ МАЛОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

(Специальность 05.04.06 – "Вакуумная и компрессорная техника")

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Москва 1981

Работа выполнена в Балашихинском ордена Ленина научно-производственном объединении криогенного машиностроения имени 40-летия Октября

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор Поспелов Г.А.

кандидат технических наук, старший научный сотрудник Едемский В.С.

Ведущее предприятие – указано в решении специализированного совета

Защита состоится "30" ноября в 14 ч. 30 м. 1981 г. на заседании специализированного Совета К053.15.07 "Криогенные, холодильные, гидравлические, вакуумные и компрессорные машины и аппараты" Московского ордена Ленина, ордена Октябрьской Ре
сного Знамени высшего технического
адресу: 107005, г.Москва, 2-я Бау

Ваши отзывы в 2-х экземпляра
лать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознаком
Баумана.

Автореферат разослан "20" ок

Ученый секретарь специализи
ванного Совета, кандидат те
ческих наук, доцент

М 383299

Актуальность проблемы. Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981–1985 годы и на период до 1990 года в разделе Ш "Развитие науки и ускорение технического прогресса" намечено в области технических наук сосредоточить усилие на решении важнейших проблем, в том числе "повышение качества, надежности, экономичности и производительности машин, оборудования и других изделий машиностроения, снижения их материалоемкости и энергопотребления". Это в равной мере относится к компрессорам, которые потребляют 9–10% от всей вырабатываемой в стране электроэнергии.

В общем парке компрессорных машин значительное количество принадлежит поршневым компрессорам малой производительности (0,025–0,1 $м^3/с$) общего назначения (ПКМПОН), которые выпускаются отечественной промышленностью десятками тысяч в год. Удельная потребляемая мощность компрессорных установок на номинальном режиме определена ГОСТ 23680–79. Однако большинство ПКМПОН в зависимости от условий эксплуатации работают на режимах отличных от номинального. Для обеспечения соответствия между потреблением сжатого воздуха и его производством ПКМПОН оснащается универсальными системами регулирования производительности, согласно ГОСТ 18985–79Е (п.2.3), которые не оптимизированы по удельной мощности на режимах регулирования из-за недостаточного их изучения.

Для ПКМПОН в течение нескольких десятилетий применяются в основном такие способы регулирования как периодические остановки электродвигателя и перевод компрессора на холостой ход. Известно, что эти способы по характеру регулирования увеличивают износ узлов трения компрессорной установки и уменьшают ее межремонтный ресурс.

В то же время динамический отжим всасывающих клапанов, апробированный на компрессорах средней производительности, по удельным затратам энергии на режимах регулирования равнозначен такому эффективному способу, как присоединение дополнительного пространства.
Однако конструктивные особенности ПКМПОН и недостаточная информация не позволяли применить отжим всасывающих клапанов без специальных исследований.

На основании вышеизложенного разработка и исследование эффективного способа регулирования производительности ПКМПОН, обеспечивающего поддержание постоянным конечное давление в широком диапазоне изменения потребления сжатого воздуха при минимальных затратах удельной энергии и без снижения надежности компрессорной установки, является актуальной задачей.

Цель работы. Повышение технико-экономических показателей ПКМПОН на режимах регулирования. Исследование влияния динамического отжима всасывающих клапанов на рабочие процессы ступени ПКМПОН, определение

МВТУ им. Н.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1383299
Дарбинян Р.В.Исследование

оптимальных конструктивных параметров отжимного устройства по удельной потребляемой мощности и динамике ленточного клапана, создание надежного отжимного устройства для ленточных клапанов.

Методы исследования. В работе использованы методы: математического моделирования рабочих процессов поршневого компрессора на режиме регулирования - динамическим отжимом всасывающих клапанов, основанный на законах термодинамики с использованием эмпирических зависимостей для коэффициентов расхода, теплоотдачи и допущениями квазистационарности процессов; технико-экономический - для анализа применяемых способов регулирования по определению эффективного предела изменения производительности а также экспериментальный.

Научная новизна. Уточнена математическая модель рабочих процессов, происходящих в ступени ПКМПОН, с учетом его работы на режиме регулирования, осуществляемом динамическим отжимом всасывающих клапанов, позволяющая определить оптимальные конструктивные параметры: жесткость, натяг и массу отжимных устройств для ленточных клапанов. Предложены методы расчета энергетических характеристик компрессорной установки при периодических остановках электродвигателя и переводе компрессора на холостой ход, а также установлена зависимость усилий, действующих на кривошипно-шатунный механизм компрессора, от степени снижения производительности при динамическом отжиме всасывающих клапанов. Впервые определено совокупное влияние конструктивных параметров отжимного устройства на интегральные характеристики компрессора и на работу закрывающего органа клапана и условия их безопасной эксплуатации. По результатам экспериментальных исследований установлены оптимальное значение промежуточного давления на режиме регулирования и диапазон эффективного применения динамического отжима всасывающих клапанов для ПКМПОН.

Практическая ценность. В результате теоретических и экспериментальных исследований обосновано для ПКМПОН применение эффективного способа регулирования производительности - динамический отжим ленточных всасывающих клапанов.

Предложенный расчетно-теоретический метод позволяет на стадии проектирования ПКМПОН определять экономически целесообразные пределы изменения производительности при отжиме всасывающих клапанов I ступени или I и II ступени двухступенчатого компрессора, устанавливать оптимальные конструктивные параметры отжимного устройства и компрессорной установки, обеспечивающих минимальные затраты энергии как на номинальном, так и на регулируемом режимах, оценить влияние регулируемого режима на износ кривошипно-шатунного механизма и на противодействующий момент компрессора.

По разработанной методике созданы надежные отжимные устройства для серийно выпускаемых компрессоров ВУ $^{3}/8$ с частотой вращения $n = 16c^{-1}$ и ВУ 2,5/12, $n = 24,3c^{-1}$.

Апробация и реализация результатов работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на :

- III Всесоюзной научно-технической конференции по компрессорному машиностроению (г. Казань) в 1971 г.
- секции конструкций криогенного оборудования научно-технического совета НПО „Криогенмаш" (г. Балашиха) в 1981 г.

По результатам диссертационной работы в П.О. "Армхиммаш" изготовлена компрессорная установка ВУ 2,5/12 с устройством для динамического отжима всасывающих клапанов.

Автор защищает : методику расчетного определения комплексного влияния конструктивных параметров отжимного устройства на энергетические характеристики быстроходных ПКМПОН и динамику запорного органа ленточного клапана; уточнение методики определения энергетических характеристик ПКМПОН при периодических остановках электродвигателя и переводе компрессора на холостой ход; результаты оптимизации, по затратам энергии, пределов изменения подачи компрессора и межступенчатого давления при динамическом отжиме всасывающих клапанов.

Объем и структура работы. Материал диссертации изложен на 144 страницах машинописного текста и состоит из введения, 5 глав и приложения на 7 листах. Содержит 50 рисунков. Библиография: 93 наименования.

Содержание работы.

Во введении проводится обоснование актуальности решаемой задачи и определяются основные направления исследования.

В первой главе выполнен анализ состояния вопроса, определены цели и задачи исследования. Показано, что конструктивные особенности ПКМПОН: быстроходность, наличие ленточных клапанов, цилиндра простого действия, системы смазки разбрызгиванием, малые габариты влияют на рабочие процессы, происходящие в ступени компрессора как на номинальном, так и на регулируемом режимах и определяют выбор способа изменения подачи компрессора.

Френкелем М.И., Хлумским В., Крючковым А.Д., Сафиным А.Х., Финагиным А.Н. и другими внесен большой вклад в теорию и практику регулирования производительности поршневых компрессоров. Однако не все виды потерь были в достаточной мере изучены, в частности не учитывались потери энергии, связанные с переходными процессами. Современный уровень развития машиностроения требует учета всех видов энергетических потерь. Необходимо также отметить, что существующие результаты исследования режимов регулирования получены только на компрессорах средней и большой производительности. Поэтому существующие методы расчета энергетических характеристик компрессоров на режимах регулирования примени-

тельно к быстроходным ПКМПОН требуют пересмотра.

В работах Сафина А.Х., Френкеля М.И. способ регулирования – динамический отжим всасывающих клапанов рекомендуется применять для компрессоров средней и большой производительности, которые имели бы небольшую степень повышения давления в ступенях, частоту вращения до $12c^{-1}$ и были оснащены кольцевыми клапанами. Кроме того, предлагается отжим всасывающих клапанов осуществлять на всех ступенях компрессора одновременно для поддержания постоянным межступенчатое давление.

Отсутствие надежного отжимного устройства для ленточных клапанов не позволяло применять для ПКМПОН отжим всасывающих клапанов.

В первой главе описывается несколько конструкций отжимных устройств для ленточных клапанов. В результате анализа недостатков пальцевых отжимных устройств автором было создано новое отжимное устройство с консольными упругими пластинами, расположенными наклонно к закрывающему органу клапана, что позволило изменить кинематику движения, снизить массу и инерционные силы подвижных частей отжимного устройства.

Экспериментальный подбор оптимальной величины массы, жесткости и перемещения отжимных пластин, а также определение их влияния на внешние характеристики ступени и динамику клапана связан с большим объемом трудоемких работ. Поэтому для определения этих параметров выбран метод численного эксперимента с помощью математического моделирования рабочих процессов, происходящих в ступени компрессора при динамическом отжиме всасывающих клапанов.

Развитие математического моделирования рабочих процессов, происходящих в ступени компрессора на номинальном режиме, нашло отражение в работах Штейнгард Л.А., Фотина Б.С., Марышева Р.А., Пластинина П.И., Тверчрелидзе А.К., *D.Squarer*, *R.E.Kothmann*, *R.S.Benson*, *H.MacLaren* и многих других советских и зарубежных ученых.

В основе этих математических моделей положены законы сохранения энергии, сохранения массы и уравнения состояния газа. Они разработаны исходя из условий и цели решаемых задач, для чего конкретизированы соответствующими уравнениями и граничными условиями и не могут быть использованы для расчетно-теоретического исследования рабочих процессов, происходящих в ступени ПКМПОН при динамическом отжиме всасывающих ленточных клапанов. Известная математическая модель ступени ПКМПОН на режиме регулирования, приведенная в отчете № 7144 ЛПИ им. М.И. Калинина, а также в работах Петрова В.В., Калинина В.С., неполна, поэтому не позволяет определить в полной мере влияние конструктивных параметров отжимного устройства на энергетические характеристики ПКМПОН и динамику запорного органа клапана.

## Основные задачи работы

I. Технико-экономический анализ эффективности применяемых способов регулирования производительности ПКМПОН.

2. Разработка уточненной математической модели, описывающей рабочие процессы, происходящие в ступени ПКМПОН при динамическом отжиме всасывающих клапанов. Расчетно-теоретическое исследование совокупного влияния конструктивных параметров отжимного устройства на внешние характеристики компрессора и диаграмму движения запорного органа всасывающего клапана, определение оптимальных конструктивных параметров: натяга, жесткости, массы, отжимного устройства.

3. Уточнение экономически целесообразного предела изменения подачи компрессора динамическим отжимом всасывающих клапанов быстроходных ПКМПОН.

4. Исследование влияния отжима всасывающих клапанов на динамику поршневого компрессора.

5. Разработка конструкции отжимного устройства для ленточных клапанов и его апробирование на работоспособность.

6. Проведение экспериментальных исследований с целью получения исходных данных для расчета и проверки адекватности математической модели.

7. Разработка рекомендации по повышению технико-экономических показателей ПКМПОН на режиме регулирования.

Во второй главе проведен технико-экономический анализ применяемых способов регулирования для ПКМПОН: периодические остановки электродвигателя, перевод компрессора на холостой ход, изменение частоты вращения вала компрессора. При количественном анализе первых двух способов регулирования учитывались переходные процессы, происходящие в компрессорной установке, с момента изменения величины управляющего сигнала до выхода компрессора на установленный режим.

Результаты анализа показали, что при периодических остановках электропривода частота циклов регулирования серийно выпускаемых ПКМПОН, определяемая объемом штатного ресивера, превышает известные рекомендации М. Лакмана [I] более чем в 2 раза, а по допустимому числу включений асинхронного электродвигателя – в 8 раз при $\delta = 0{,}5$, где $\delta$ – степень снижения производительности. В диапазоне изменения потребления сжатого $\delta = 1{,}0 \div 0{,}6$ остановка компрессора нецелесообразна, так как время перерыва в работе компрессора составляет менее 10 сек.

При количественном анализе способа регулирования – переводом компрессора на холостой ход также учитывались переходные процессы и действительные значения времени работы компрессора на полной подаче и на

---

I) Френкель М.И. "Поршневые компрессоры" Л.Машиностроение, 1969.

холостом ходу.

С учетом этих факторов потребляемая мощность на режимах регулирования – переводом компрессора на холостой ход может быть определена по формуле

$$N'_в = \frac{z}{3600}\left[N_в \cdot \tau_р + N_х \cdot \tau_х + 0.5(N_в + N_х)(\Delta\tau_п + \Delta\tau_х)\right]; \quad (I)$$

здесь $N_в, N_х, N'_в$ – потребляемая компрессором мощность на номинальном при холостом ходе и регулируемом режиме: $N_х \cong (0,30+0,40)\,N_в$ ; $z$ – частота циклов регулирования определяется по данным М.И. Френкеля; $\tau_р$ – расчетное значения продолжительности работы компрессора на полную подачу; $\Delta\tau_п$ – время перевода компрессора с холостого хода на полную подачу; $\tau_х$ – расчетное значение продолжительности холостого хода ; $\Delta\tau_х$ – время перевода компрессора с рабочего на холостой ход.

Анологичный анализ проводился для регулирования ПКМПОН переводом его на холостой ход. Показано, что при $\sigma$ = I,0+0,6 этот способ не эффективен из-за малой продолжительности холостого хода, а при $\sigma <$ 0,4 – из-за резкого увеличения удельной потребляемой мощности.

Проведенный анализ способа регулирования изменением частоты вращения двухступенчатого компрессора с приводом от ДВС показал, что предел снижения производительности компрессора ограничивается устойчивой работой двигателя, которая определяется коэффициентом скорости Кс = 0,55+0,7. При уменьшении частоты вращения вала двигателя снижается его КПД, а удельный эффективный расход топлива $q_e$ увеличивается в I,I раза по сравнению с номинальным режимом.

В третьей главе составлена математическая модель рабочих процессов, происходящих в ступени поршневого компрессора на режиме регулирования – **динамическим отжимом всасывающих клапанов.**

В основу математической модели, как и для номинального режима, положены уравнения сохранения энергии, сохранения массы и состояние идеального газа. С учетом особенностей рабочих процессов в ступени компрессора при динамическом отжиме всасывающих ленточных клапанов введены дополнительные уравнения по мгновенному значению массового расхода воздуха $G_{I5}$ при обратном его вытеснении во всасывающую полость из цилиндра в процессе запаздывания закрытия клапанов, а именно:

$$dG_{15} = 2\,\varepsilon_в \cdot z_2 \left(F^в_{щ1}(\tau) + F^в_{щ2}(\tau)\right)\sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1}\frac{P^в_1(\tau)}{RT_1(\tau)}\left[\left(\frac{P_2(\tau)}{P_1(\tau)}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_2(\tau)}{P_1(\tau)}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right]}; \quad (2)$$

здесь: $\varepsilon_в$ – коэффициент расхода; $F^в_{щ1}(\tau)$ – переменная по времени площадь проходного сечения в щели клапана, **образованная** прогибом клапанной пластины; $F^в_{щ2}(\tau)$ – **переменная** по времени площадь проходного сечения в щели клапана, **образованная** плоско-параллельным перемещением клапанной пластины; $z_2$ – количество клапанных пластин; $P_1(\tau)$, $P_2(\tau)$ – мгновенные значения давления воздуха соответственно в цилиндре и во всасывающей полости; $T_1(\tau)$ – мгновенное значение тем-

пературы воздуха в цилиндре.

Переменное по времени площадь проходного сечения в щели ленточного клапана образуется под действием давления воздуха и отжимного устройства, а ее величина описывается уравнением:

$$F_{щ1}^{в} = \frac{B_в^4}{24EJ_z}\left[\frac{C_g(15EJ_z h_g - 0.195 q_1 B_в^4)}{48EJ_z + C_g B_в^3} + 0.29 q_1 B_в\right]; \quad (3)$$

здесь: $B_в$ – длина клапанной пластины на стороне всасывания; $EJ_z$ – упругая жесткость клапанной пластины; $q_1$ – распределенная нагрузка на единицу длины клапанной пластины, переменная по времени

$$q_1 = \frac{[P_2(\tau) - P_1(\tau)]}{B_в} \cdot f_c \rho_p ; \quad (4)$$

$f_c$ – площадь проходного сечения в седле клапана; $\rho_p$-коэффициент давления потока воздуха на пластину; $C_g$ – жесткость отжимных пластин; $h_g$ – натяг отжимного устройства.

Мгновенное значение массового расхода воздуха при предварении открытия всасывающих клапанов под воздействием отжимного устройства $dG_{16}$ определяется по формуле

$$dG_{16} = 2\varepsilon_в \cdot Z_2 \left(F_{щ1}^{в}(\tau) + F_{щ2}^{в}(\tau)\right)\sqrt{K\frac{P_1^2(\tau)}{RT_1(\tau)}\left(\frac{P_2(\tau)}{P_1(\tau)}\right)^{\frac{K+1}{K}}} \quad (5)$$

Величина $G_{16}$ за рабочий цикл определяет в математической модели потери полезной мощности в процессе обратного расширения.

На величину $G_{16}$ влияют упругая жесткость отжимных пластин, натяг отжимного устройства и давление в цилиндре на нагнетании. Оптимальные значения этих параметров величины определяются минимальным значением $G_{16}$ .

Учитывая, что для быстроходных бескрейцкопфных поршневых компрессоров со смазкой цилиндра разбрызгиванием внутренние и внешние перетекания воздуха на номинальном режиме незначительны, а на режимах регулирования перетекания через неплотности уменьшаются, особенно при динамическом отжиме всасывающих клапанов I ступени, поэтому отношение давлений в цилиндре и закольцевом объеме принималось постоянным на угле всасывания и нагнетания, а на угле сжатия и обратного расширения принималось постоянным давление в закольцевом объеме.

При динамическом отжиме всасывающих клапанов изменяется характер движения клапанной пластины и действующие на нее усилия. Влияние работы клапанов на рабочие процессы в ступени компрессора определялись уравнением динамики клапана на режиме регулирования:

$$\frac{d^2h_в}{d\tau^2} = \frac{q_1 B_в}{m_{пр1} + m_{пр2}} - \nu_1^2(h_в + h_{0в}) + \nu_2^2(h_g + h_{0g} - h_в) - \frac{\eta_1}{m_{пр1} + m_{пр2}}\frac{dh_в}{d\tau} \pm \pm g\cdot\cos\beta_1 ; \quad (6)$$

$$\frac{d^2h_н}{d\tau^2} = \frac{q_2 B_н}{m_{пр3}} - \nu_3^2(h_н + h_{0н}) - \frac{\eta_2}{m_{пр3}}\frac{dh_н}{d\tau} \pm g\cdot\cos\beta_2 ; \quad (7).$$

здесь: $m_{пр1}, m_{пр2}, m_{пр3}$ – приведенные массы, соответственно отжимной пластины, клапанных пластин со стороны всасывания и нагнетания; $\nu_1, \nu_2, \nu_3$ – частота собственных колебаний, соответствен-

но клапанной пластины со стороны всасывания, отжимной пластины, клапанной пластины со стороны нагнетания; $h_в$, $h_н$ – текущее значение прогиба клапанных пластин соответственно со стороны всасывания и нагнетания; $h_{од}$, $h_{ов}$, $h_{он}$ – предварительный натяг отжимных и клапанных пластин; $\gamma_1$, $\gamma_2$ – коэффициент трения клапанных пластин с рабочей средой.

Исследованиями S.W. Brok, S. Toubez, J. Ivan der Meez установлено, что влияние теплообмена на рабочие процессы быстроходных компрессоров небольшое по сравнению с внешней работой и изменением массы газа в ступени компрессора, поэтому при определении теплового потока в математической модели принималось, что коэффициент теплоотдачи во всасывающей и нагнетательной полостях как прямого, так и обратного потоков величина постоянная. А переменное значение коэффициента теплоотдачи в рабочей полости ступени компрессора **определялось** по известной эмпирической зависимости.

С помощью разработанной математической модели был проведен численный эксперимент на ЭЦВМ "БЭСМ-4М" по программе, составленной на алгоритмическом языке АЛГОЛ.

В процессе численного эксперимента моделировалось переменное по углу поворота вала, давление, температура и объем воздуха в цилиндре, во всасывающей и нагнетательной полостях, а также перемещение клапанных пластин совместно с отжимными пластинами и изменение массового расхода в ступени компрессора при динамическом отжиме всасывающих клапанов как при постоянном, так и при переменном конечном давлении.

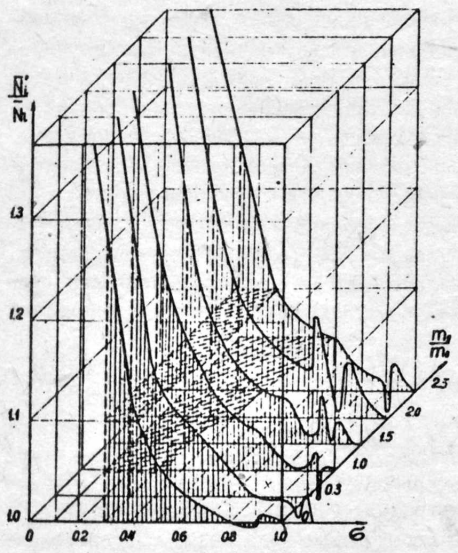


Рис. 1.

Определению подлежали производительность, индикаторная мощность, удельная индикаторная мощность, величина утечек и перетечек, работа процессов обратного расширения и вытеснения воздуха, потери мощности от предварения открытия всасывающих клапанов под действием отжимных пластин. Кроме того, определялось влияние жесткости и массы отжимных пластин на интегральные характеристики ступени компрессора и динамику клапанов на режиме регулирования.

С помощью математической модели были определены оптимальные параметры отжимного устройства, масса, жесткость и на-

тяг. Результаты расчетно-теоретического исследования влияния массы отжимных пластин на относительную удельную индикаторную мощность приводится на рис. I.

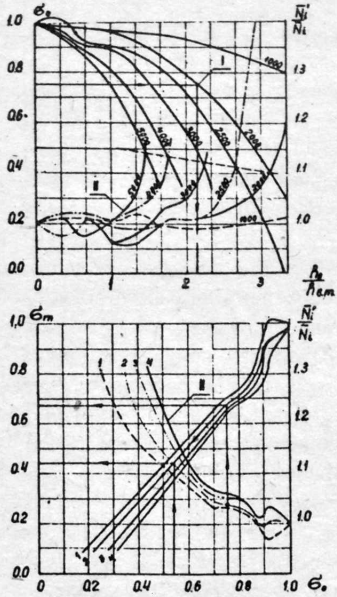


Рис.2.

Согласно полученным данным отношение массы отжимных пластин к массе клапанных пластин с учетом ее динамики не должно превышать $m_g/m_в < 0.3$. По мере снижения $\delta$ влияние относительной массы $m_g/m_в$ на интегральные характеристики ступени компрессора уменьшается из-за роста усилий отжимного устройства.

Результатами расчетно-теоретического исследования влияния жесткости отжимных пластин на относительную индикаторную мощность установлено, что для каждой $\delta$ соответствует свое оптимальное значение $C_g$, которое определяется минимальными усилиями отжимного устройства у ограничителя подъема клапана. Однако с учетом динамики клапанной пластины со стороны всасывания, приемлемое отношение жесткости отжимных пластин к жесткости клапанных пластин $C_g/C_в$ определяется величиной 0,75.

На основании анализа результатов расчетно-теоретических данных построена диаграмма (рис. 2) для определения относительного перемещения отжимного устройства $h_g/h_{в.max}$, где $h_{в.max}$ – максимальный прогиб клапанной пластины, в зависимости от $\delta$, $C_g$, $m_g$ из условия минимальных затратах мощности на режимах регулирования одноступенчатого компрессора или двухступенчатого компрессора при постоянном промежуточном давлении.

<u>В четвертой главе</u> проведен анализ влияния динамического отжима всасывающих клапанов на динамику кривошипно-шатунного механизма двухступенчатого ПКМПОН. Газовые силы определялись с помощью схематизированной индикаторной диаграммы, где давление сжатия $P_{сж} = \phi(x)$ рассчитывалось с учетом запаздывания закрытия всасывающих клапанов.

При динамическом отжиме всасывающих клапанов только I ступени значение промежуточного давления определялось по формуле

$$P'_{пр.} = \delta \frac{\lambda'_I \cdot P_o \cdot \sqrt{h_I} \cdot T'_{всII}}{\lambda'_{II} \cdot \sqrt{h_{II}} \cdot T_{всI}}; \qquad (8)$$

а при отжиме всасывающих клапанов обеих ступеней в случае отклонения

промежуточного давления от номинального значения:

$$P''_{пр} = \frac{\sigma_1 \cdot \lambda'_I \cdot P_o \cdot \bar{V}_{h_I} \cdot T'_{вс.II}}{\sigma_2 \cdot \lambda'_{II} \cdot \bar{V}_{h_{II}} \cdot T_{вс.I}}; \qquad (9)$$

здесь: $\sigma_1, \sigma_2$ – соответственно степени снижения производительности в I и II ступенях.

В результате анализа суммарных поршневых сил на режимах регулирования установлено, что при снижении $\sigma$ , уменьшаются силы давления воздуха на рабочую поверхность поршня и силы трения $R_{т.вп}$ . Кроме того, на уменьшение суммарных поршневых сил влияет снижение продолжительности процессов сжатия и нагнетания. Как следствие из этого, уменьшается максимальное значение нормальных сил, что влияет на снижение интенсивности износа пары поршень–цилиндр в бескрейцкопфных компрессорах на режиме регулирования.

Из-за уменьшения суммарных поршневых сил уменьшаются тангенциальные силы как по максимальному, так и по среднему значению. Одновременно с этим улучшается равномерность тангенциальных сил в зависимости от угла поворота вала компрессора, благодаря чему уменьшается колебание величины противодействующего момента компрессора и снижается степень неравномерности его вращения. Таким образом, условия работы электродвигателя на режимах регулирования не ухудшаются.

Пятая глава посвящена анализу экспериментальных данных и установлению влияния динамического отжима всасывающих клапанов на рабочие процессы, происходящие в ступени одно- и двухступенчатого компрессора, а также зависимости параметров сжимаемого воздуха от $\sigma$ , частоты вращения вала – $n$ , степени повышения давлений – П.

В процессе экспериментальных исследований, проведенных по принятой методике применительно к режиму регулирования при различных значениях $\sigma$ измерялись средние и мгновенные значения давления и температуры сжимаемого воздуха в рабочей полости ступени, определялась температура ее стенок, производительность, потребляемая электрическая мощность, частота вращения вала компрессора, записывалась диаграмма движения запорного органа клапана и отжимных пальцев, проверялась работоспособность компрессорной установки, оснащенной пластинчатым и штыревым отжимным устройством с последующей ревизией контактных поверхностей.

Результаты обработки экспериментальных данных показали, что при динамическом отжиме всасывающих клапанов I ступени двухступенчатого компрессора производительность снижается более интенсивно, чем промежуточное давление из-за уменьшения объемного и теплового коэффициента П ступени. При полном отжиме всасывающих клапанов I ступени и постоянном конечном давлении температура воздуха на нагнетании II ступени компрессоров ВУ-I,5/7 и ВУ-3/8 увеличилась всего на $28^{o}$ по

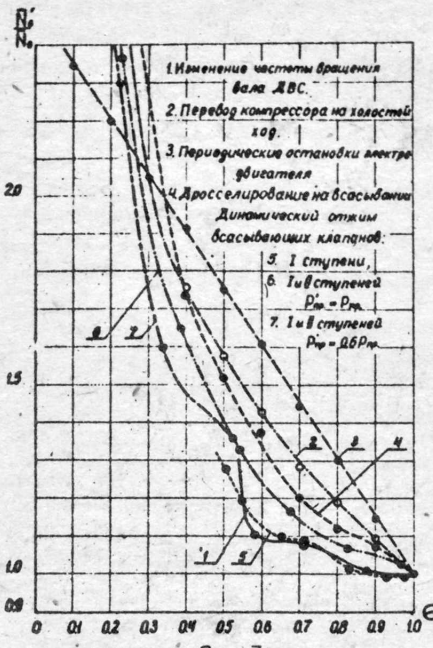



Рис.3.

сравнению с номинальным режимом, а относительная производительность компрессора при этом составляла 0,2.

Кроме того, обработанные экспериментальные данные позволили установить оптимальные значения промежуточного давления при динамическом отжиме всасывающих клапанов обеих ступеней, которое обеспечивает не только относительно минимальные затраты энергии на режиме регулирования, но и безопасность эксплуатации по температуре сжимаемого воздуха на нагнетании.

Сопоставление экспериментальных данных с расчетными показывают удовлетворительную их сходимость (5 + 6%) во всем диапазоне изменения производительности компрессора, что подтверждает адекватность математической модели рабочим процессам, происходящим в ступени компрессора в режиме регулирования динамическим отжимом всасывающих клапанов.

Для определения диапазона применяемости динамического отжима всасывающих клапанов производилось его сравнение с другими способами регулирования, применяемыми для ПКМПОН. Результаты сравнения, приведенные на рис. 3, свидетельствуют о том, что способ динамического отжима всасывающих клапанов по затратам энергии на режимах регулирования равнозначен такому высокоэффективному способу регулирования как изменение частоты вращения вала компрессора.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

I. Анализ условий эксплуатации ПКМПОН показал, что основное рабочее время большинство машин работают в режимах отличных от номинального. Существующие методы расчета энергетических характеристик компрессора при регулировании производительности, периодическими остановками электродвигателя, переводом компрессора на холостой ход,

применительно к ПКМПОН не полностью учитывают потери энергии, происходящие в период переходных процессов в компрессорной установке.

2. Предложена уточненная методика расчета энергетических характеристик ПКМПОН на режимах регулирования, по которой исследованы: периодические остановки электродвигателя, перевод компрессора на холостой ход, и установлено, что диапазон использования этих способов ограничен в узких пределах допустимой частотой регулирования и величиной удельной потребляемой мощности. Периодические остановки электродвигателя целесообразно использовать при $\delta \leq 0{,}2$ в случае если количество включений в час не превышает допустимого значения для электропривода.

3. Уточнена математическая модель рабочих процессов, происходящих в ступени компрессора при динамическом отжиме всасывающих клапанов. Предложенная математическая модель отличается от предшествующих дополнительными условиями, учитывающими действительное значение проходного сечения в щели ленточного клапана, образованного под действием отжимного устройства, внешние утечки газа при предварении открытия всасывающих клапанов, частичное восстановление скорости движения закрывающего органа клапана при его посадке на ограничитель подъема или седло клапана, влияние вязкого трения и т.п.

4. Проведенные расчетно-теоретические исследования рабочих процессов на режиме регулирования по разработанной математической модели на ЭЦВМ позволили определить оптимальное значение натяга, упругой жесткости и массы пластин отжимного устройства в зависимости от степени снижения производительности $\delta$.
Оптимальными конструктивными параметрами пластинчатого отжимного устройства для всего диапазона изменения подачи ПКМПОН являются $h_g/h_{в.max} \geq 2{,}5$; $C_g/C_в = 0{,}75$, $m_g/m_в < 0{,}3$. По полученным данным создано надежное отжимное устройство.

5. Анализ динамики кривошипно-шатунного механизма компрессора на режимах регулирования, проведенный по предложенной методике, выявил, что при динамическом отжиме всасывающих клапанов только I ступени с уменьшением $\delta$ работоспособность компрессорной установки не ухудшается.

6. Уточненным диапазоном применения динамического отжима всасывающих клапанов I ступени для ПКМПОН является $\delta = 1{,}0 \div 0{,}2$ при продолжительности режима регулирования, соответствующий $\delta < 0{,}4$ менее 0,I от периода регулирования. Для преволирующего режима пот-

ребления $\sigma < 0,4$ целесообразно динамический отжим всасывающих клапанов производить в I и II ступенях, одновременно при этом промежуточное давление $P'_{пр}$ должно поддерживаться равным $0,6\,P_{пр}$

7. Для регулирования теплонапряженных ПКМПОН с форсированным конечным давлением (I,3 МПа), в том числе 2ВУ 2,5/I3MI, рекомендуется регулирование подачи компрессора во всем диапазоне изменения потребление сжатого воздуха производить динамическим отжимом всасывающих клапанов обеих ступеней, при этом оптимальное промежуточное давление, обеспечивающее безопасное условие эксплуатации и минимальные затраты энергии, составляет : при $\sigma = I,0 + 0,6$, $P'_{пр} = P_{пр}$, при $\sigma < 0,6$, $P'_{пр} = 0,6$ Рпр.

8. Результаты работы использованы при создании и изготовлении поршневого компрессора малой производительности общего назначения типа ВУ 2,5/I2 (конечное давление 0,9 МПа с системой динамического отжима всасывающих клапанов. Ожидаемый годовой эффект от экономии электроэнергии в эксплуатации только от компрессоров ВУ 2,5/I2, в объеме производства П О "Армхиммаш" I980 года составит 930 Мвт или I2 тыс.руб., а с учетом плана перспективного развития отрасли компрессоростроения - 240 тыс.руб.

По теме диссертации опубликованы следующие работы :

I. Дарбинян Р.В. Исследование применяемости динамического отжима клапанов для быстроходных компрессоров. Тезисы докладов III Всесоюзной научно-технической конференции по компрессорному машиностроению. М., ЦИНТИхимнефтемаш, I97I.

2. Дарбинян Р.В., Марышев Р.А., Прилуцкий И.К., Фотин Б.С. Использование рабочих процессов высокооборотных поршневых компрессоров на режимах регулирования. Тезисы докладов III Всесоюзной научно-технической конференции по компрессорному машиностроению. М. ЦИНТИхимнефтемаш, I97I.

3. Дарбинян Р.В., Карапетян Р.Н., Марышев Р.А. и др. Исследование отжимного устройства. "Промышленность Армении", № 8, I970.

4. Дарбинян Р.В., Карапетян Р.Н., Науменко А.Н. и др. Регулирование высокооборотных поршневых компрессоров.-"Промышленность Армении", № 8, I973.

5. Дарбинян Р.В. Сравнение способов регулирования производительности поршневых компрессоров малой производительности. ХМ-5, № 8, М., ЦИНТИхимнефтемаш, I980, (экспресс-информация, ХМ-6, № 8).

6. Дарбинян Р.Б. Устройство для отжима запорных органов всасывающих клапанов. Положительное решение по заявке № 2954993/25-06/I05672 от I0.07.80 г.

Л-86042. Подписано к печати 7.04.81. Формат 60x84/16.
Объем 1 печ.л. Тираж 125 экз. Заказ № 492.

Ротапринт НПО Криогенмаш