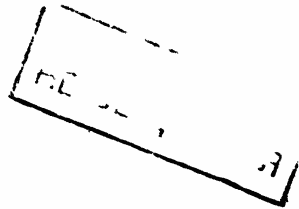


15 51448



На правах рукописи

АНДРИАНОВ Андрей Александрович

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА САМОДЕЙСТВУЮЩИХ КЛАПАНОВ
ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ С УЧЕТОМ НЕПЛОСКОПАРАЛЛЕЛЬНОГО
ДВИЖЕНИЯ ЗАПОРНОГО ОРГАНА

специальность 05.04.06 -
вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1996

Работа выполнена в Московском Государственном Техническом
Университете им. Н.Э. Баумана

Научный руководитель

д. т. н., профессор
Пластинин Павел Иванович

Официальные оппоненты

доктор технических наук, профессор Нуждин А. С.
доктор технических наук, профессор Прилуцкий И. К.

Ведущая организация

АО "НЕФТЕКОМ"

Защита состоится "18 ~~ноября~~ августа 1996 г. в ____ час.
на заседании специализированного совета К. 053.15.07 в
Московском Государственном Техническом университете
им. Н.Э. Баумана по адресу: 1070055, г. Москва,
"Машиностроение"

и в библиотеке МГТУ

справлять по адресу:
ка. д. 5.

См 1996 г.

1551448

В.Н. Козлов / Козлов В.Н.
м 1 л. Тир. 100 экз.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ.

Актуальность работы. Детали самодействующих клапанов поршневых компрессоров испытывают большие статические и динамические напряжения. Потери энергии в клапанах могут достигать 10-15% от общего потребления энергии компрессором.

Совершенствование клапанов сдерживается отсутствием методик расчета, учитывающих явления в реальных клапанах, которые оказывают влияние на эффективность работы клапана и его надежность.

До настоящей работы при проектировании самодействующих клапанов предполагалось, что запорный элемент кольцевого клапана движется плоскопараллельно, в то время как в действительности он совершает сложное движение, которое влияет на напряженное состояние пластины и потери энергии. Методы расчета клапанов с учетом неплоскопараллельного движения пластины отсутствуют. Отсутствуют и рекомендации по проектированию клапанов с учетом этого явления.

Работа посвящена разработке метода расчета и исследованию работы кольцевых и дисковых клапанов с учетом неплоскопараллельного движения пластины.

Цели и задачи исследования. Целями работы являются:

а) разработка математической модели и методики расчета самодействующих клапанов поршневых компрессоров с учетом неплоскопараллельного движения запорного органа;

б) исследование работы клапана с учетом неплоскопараллельного движения запорного органа и разработка рекомендаций по конструированию клапанных узлов.

Задачи работы :

1) Создание математической модели динамики движения запорного органа дискового и кольцевого клапанов как системы с распределенными параметрами, которая позволяет описывать движение пластины клапана как свободное движение твердого тела и оценить влияние на работу клапана как неоднородности потока газа так и неоднородности самого клапана.

2) Создание упрощенной математической модели распределения давления газа в кармане, позволяющей производить моделирование работы клапана, установленного в нем.

3) Экспериментальное исследование влияния конструктивных па-

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1551448

Андрянов А.А. Разработка

М Г Т У
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

раметров кармана на работу клапана.

4) Исследование влияния конструктивных параметров кармана на свободное движение тела пластины и работу клапана.

5) Исследование влияния неодинаковой жесткости точечных пружин на работу клапана.

Научная новизна.

Впервые разработана математическая модель неплоскопараллельного движения пластины кольцевого и дискового клапанов поршневого компрессора;

Впервые предложена математическая модель процессов всасывания и нагнетания поршневого компрессора, учитывающая неплоскопараллельное движение пластины, и разработан пакет прикладных программ, реализующих предполагаемую математическую модель.

Экспериментально исследовано влияние конструктивных параметров кармана на работу клапана.

Исследована на математической модели работа клапана с учетом неплоскопараллельного движения пластины.

Выявлена принципиально новая картина движения клапанной пластины с распределенными параметрами.

Практическая ценность.

- Разработаны математическая модель и пакет реализующих ее прикладных программ, позволяющие конструкторам исследовать на стадии проектирования работу клапана с учетом неплоскопараллельного движения пластины.

- По результатам экспериментальных и теоретических исследований даны рекомендации по конструированию карманов, в которые устанавливаются клапаны.

- Сделан вывод о влиянии неравномерности жесткости пружин на работу клапана.

- Экспериментальная установка используется в учебном процессе кафедры Э-5 МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Апробация работы.

Основные положения диссертационной работы докладывались на IX международной научно-технической конференции по компрессоростроению, (Казань, 1993), X международной научно-технической конференции по компрессорной технике, (Казань, 1995), научно-техни-

4-й конференции, посвященной 165-летию МГТУ им. Н.Э.Баумана, (Москва, ноябрь 1995г).

Публикации.

По теме диссертации опубликованы четыре печатные работы.

Объем работы.

Работа состоит из введения, четырех глав, основных результатов работы и списка использованной литературы. Работа изложена на 173 страницах машинописного текста, содержащего 57 рисунков, 4 таблицы. Список использованной литературы включает 104 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность исследования динамики работы клапанов поршневых компрессоров.

В ПЕРВОЙ ГЛАВЕ дан анализ состояния исследований динамики самодействующих клапанов.

Все известные математические модели рассматривают пластину кольцевого клапана как одномассовую систему и не учитывают неравномерность внешних условий работы клапана и неравномерность самого клапана (различную жесткость пружин), т.е. рассматривают плоскопараллельное движение клапанной пластины.

Для уменьшения потерь энергии, обусловленных гидравлическим сопротивлением в клапанах, обычно стараются разместить на цилиндре компрессора большее число клапанов или клапаны с большим проходным сечением, пытаясь уменьшить таким образом скорости течения газа в клапанах. В большинстве случаев для этого клапаны устанавливаются в карманы различной формы, которые изменяют условия протекания газа через клапан, а также создают неравномерность воздействия газового потока на подвижный запорный орган клапана, что является причиной неплоскопараллельного движения пластины. Жесткости точечных пружин, устанавливаемых в клапаны в действительности не являются одинаковыми, что также приводит к неплоскопараллельному движению пластины.

Анализ опубликованных работ, посвященных этому вопросу позволил сделать вывод, что неплоскопараллельное движение пластины может быть следствием:

- неустойчивости параллельного движения;
- неравномерности потока газа;
- неравномерности сил упругости;
- прилипания;
- пульсаций давления газа;

Учет неплоскопараллельного движения пластины является важным при исследовании прочности клапана, так как при этом удары пластины о седло и ограничитель происходят с большими скоростями и не по всей поверхности пластины, а в точках на периферийной части пластины. В результате напряжения в точках удара больше по сравнению с расчетными, основанными на гипотезе о плоскопараллельном движении пластины. Это подтверждается тем, что трещины в пластинах возникают по наружному диаметру кольца. Поэтому напряжения вычисляемые различными авторами исходя из гипотезы о прямом ударе пластины о седло и ограничитель ниже действительных и не могут объяснить поломок пластин клапанов.

Вышесказанное обосновывает необходимость разработки методики расчета клапанов и необходимость исследования работы клапана с учетом неплоскопараллельного движения пластины.

Исходя из вышеприведенного анализа сформулированы цели данной работы:

- а) разработка математической модели и методики расчета самодействующих клапанов поршневых компрессоров с учетом неплоскопараллельного движения запорного органа;
- б) исследование работы клапана с учетом неплоскопараллельного движения запорного органа и разработка рекомендаций по конструированию клапанных узлов.

ВТОРАЯ ГЛАВА посвящена разработке математической модели клапана как системы с распределенными параметрами.

Пластина рассматривается не как материальная точка, а как твердое тело совершающее свободное движение.

В общем случае параметры и коэффициенты, определяющие силы и моменты, действующие на каждую точку пластины, имеют различные значения в различных точках пластины. Для расчета сил и моментов, действующих на кольцевую пластину предлагается делить ее на участки, и определять силы, действующие на каждый участок в отдельности. Коэффициенты и параметры при этом усредняются по каждому участку и приводятся к центру масс участка.

Движение пластины кольцевого и дискового клапанов описывается тремя уравнениями:

- для поступательного движения центра масс пластины:

$$m \ddot{z} = \Sigma P_z;$$

- для вращательных движений вокруг осей X и Y, лежащих в плоскости пластины:

$$I_x \ddot{\varphi} = \Sigma M_x$$

$$I_y \ddot{\psi} = \Sigma M_y.$$

На пластину клапана действуют следующие внешние силы и моменты от этих сил:

- давления потока газа ;
- упругости пружин ;
- демпфирования ;
- тяжести

Силой тяжести ввиду ее малой величины по сравнению с другими силами пренебрегаем.

Для определения силы давления потока газа и силы демпфирования, действующих на выделенные участки пластины, использованы экспериментальные данные, которые применяются для моделирования клапана в одномассовой постановке.

Так как углы наклона пластины малы, то коэффициенты давления потока для отдельных участков принимались равными коэффициентам давления, полученным при продувке в однородном потоке газа клапана целиком при соответствующих высотах подъема.

Величина силы давления газа на участок:

$$P_{r1} = \rho_1 f_1 \Delta P_1;$$

где

ρ_1 - коэффициент давления потока на участке в зависимости от высоты подъема центра масс участка;

f_1 - площадь участка;

ΔP_1 - перепад давления на клапане в центре масс участка.

Сила упругости каждой пружины:

$$P_{pr1} = C_1 (z_1 + z_0)$$

где

C_1 - коэффициент упругости пружин для 1-ого участка;

Z_1 - высота подъема 1-ого участка;

Z_0 - величина предварительного натяга 1-ой пружины при расположении пластины на седле.

Сила демпфирования определяется из уравнения:

$$P_{d1} = \tau_1 \cdot Z$$

где

$\tau_1 = \tau / n$ - коэффициент демпфирования;

τ - коэффициент демпфирования для клапана в целом;

n - число участков.

Удар о седло и ограничитель происходит периферийной частью пластины. В момент удара происходит мгновенное изменение значений и знаков линейных и угловых скоростей пластины, которые определяются из закона сохранения момента количества движения и закона сохранения импульса.

После удара скорость точки пластины V_k , в которой произошел удар:

$$V_k = -k V_n$$

где

V_n - скорость точки пластины клапана до удара;

k - коэффициент восстановления.

Изменение скорости пластины в точке удара:

$$\Delta V = V_k - V_n$$

Изменение угловой скорости пластины $\Delta \omega$ при ударе:

$$\Delta \omega = \frac{\Delta V - \Delta V_u}{R}$$

где

ΔV_u - изменение скорости центра пластины в момент удара;

R - радиус пластины клапана.

Откуда, используя закон сохранения импульса:

$$\Delta V_u = \frac{I \Delta V}{I + m R^2}$$

За основу математической модели процессов всасывания и нагнетания взята модель, используемая в МГТУ им. Н.Э.Баумана. Отличия заключаются в описании динамики движения запорного органа клапана и расхода газа.

Расход газа через клапан описывался уравнением Сен-Венана-Ванцеля, при этом коэффициент расхода брался из формул клапанов данного типа в стационарном потоке газа, в зависимости от текущей величины подъема элементарного участка клапанной пластины. Величина расхода интегрируется по всей щели с учетом изменения высоты щели и перепада давления на клапане.

Для решения задачи динамики клапана при установке его в кармане необходимо было решить задачу распределения давления в кармане. Точное математическое описание движения газа в кармане очень сложно, поэтому предложена упрощенная математическая модель распределения давления газа в канале переменной площади с отводом или подводом газа через боковые стенки.

Полное давление газа в кармане нагнетательного клапана принимается равным давлению газа в цилиндре. Полное давление газа в кармане всасывающего клапана принимается равным давлению газа в цилиндре плюс величина скоростного напора газа на выходе из кармана. В момент начала открытия клапана принимается, что давление газа в любой точке кармана равно давлению газа в цилиндре.

На основе предложенных нами математических моделей динамики движения клапана и распределения давления газа в кармане, был разработан пакет программы для моделирования работы дискового и кольцевого клапанов, как всасывающего так и нагнетательного.

Для доказательства адекватности построенной математической модели производилось сравнение диаграмм движения пластин клапана, полученных экспериментальным путем и при помощи математического моделирования. Экспериментальные диаграммы движения пластин клапанов НК125-1.6М первой и второй ступеней были получены на экспериментальной установке, созданной на базе компрессора

2ВМ1.6-12/9 Краснодарского компрессорного завода в Ленинградском научно-исследовательском институте химического машиностроения.*

Сравнение экспериментальных и расчетных диаграмм показывает, что предложенная нами модель достаточно точно описывает движение пластин клапана.

Для удобства анализа работы клапана при установке его в кармане введены следующие безразмерные величины:

Относительная площадь кармана,

$$\chi = f_k / \Phi ;$$

где

f_k - площадь входного сечения кармана;

Φ - эквивалентная площадь клапана.

Относительная глубина кармана,

$$\gamma = L / d ;$$

где

L - глубина кармана;

d - посадочный диаметр клапана.

Кроме удобства анализа результатов исследования клапанов, введение предложенных нами величин позволяет выработать более общие рекомендации по выбору размера и формы кармана.

В ТРЕТЬЕЙ ГЛАВЕ приведено описание экспериментального стенда для исследования работы клапанов в несимметричных условиях, изложена методика проведения эксперимента, проведена оценка погрешностей измерения, приведен результаты экспериментальных исследований.

Для решения задачи экспериментального исследования влияния конструктивных параметров кармана на работу клапана, была разработана установка, которая позволяет моделировать различные варианты расположения клапанов в цилиндре компрессора, а так же различные формы карманов для установки клапанов. Установка предназначена для продувки различных типов клапанов.

На стенде проводились испытания двух типов клапанов: кольцевого и прямооточного.

Продувки системы клапан-карман проводились при различных значениях относительной площади кармана χ и относительной глубины кармана γ .

* Эти диаграммы предоставлены Исаковым В.П. и Мясниковым В.Г.

За критерий оценки работы клапана был принят коэффициент расхода системы клапан-карман.

Из результатов испытаний сделаны следующие выводы:

1) Для кольцевых клапанов (рис. 1) при $\gamma < 0.5$ уменьшение коэффициента расхода по сравнению с коэффициентом расхода при установке клапана без кармана незначительно. Значительное уменьшение коэффициента расхода происходит при $\gamma > 0.8$ и $\chi < 1$.

2) Для прямооточных клапанов уменьшение величины коэффициента расхода сильнее чем для кольцевых клапанов и становится заметным при меньших значениях γ и при $\gamma = 0.5$ и $\chi = 1$ достигает 5%, а при $\gamma = 0.75$ - 15-20%.

Были проведены продувки прямооточного клапана при различной ориентации щелей клапана относительно кармана. В результате испытаний можно сделать вывод, что ориентация каналов прямооточного клапана, установленного в кармане, не влияет на коэффициент расхода системы клапан-карман, как предполагалось ранее.

В ЧЕТВЕРТОЙ ГЛАВЕ приведены результаты математического моделирования работы клапанов с учетом неплоскопараллельного движения пластины.

Исследования на математической модели проводились для различных кольцевых клапанов: НКТ 90-2.0, НКТ 90-2.5, НКТ 180-2.0.

При этом ставились следующие задачи:

1. Исследовать влияние конструктивных параметров кармана на работу клапана;

2. Исследовать влияние неравномерности жесткости точечных пружин на работу клапана.

Анализ работы клапана с помощью математической модели показал, что при установке клапана в карман угол наклона пластины может достигать значительной величины; например до 1.4° для НКТ 90-2.0 и до 1.7° для НКТ 90-2.5, т.е. максимально возможных значений угла наклона при соответствующих высотах подъема пластины. Выявлено, что во всех случаях при переходе от плоскопараллельного движения пластины к наклонному происходит резкое увеличение максимальной скорости удара пластины о седло и ограничитель. Максимальная скорость удара наблюдается при втором ударе пластины.

Исследовано влияние конструктивных параметров кармана на потери энергии в клапане.

На рис. 2 приведен пример зависимости безразмерных потерь энергии в клапане от относительной глубины кармана γ для различ-

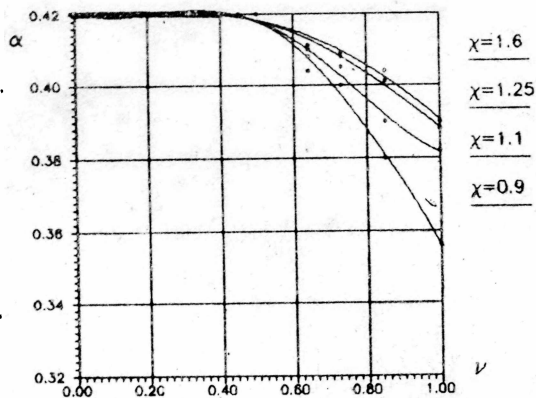


Рис. 1. Коэффициент расхода для нагнетательного кольцевого клапана

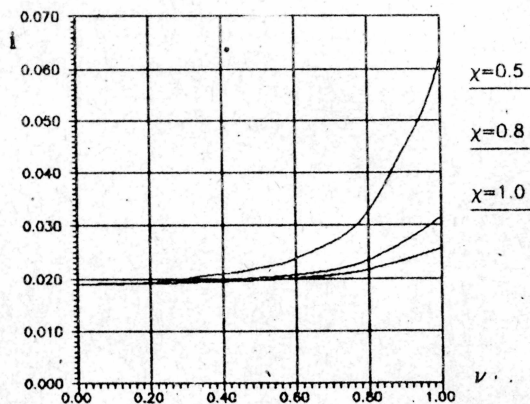


Рис. 2. Относительные потери энергии. Клапан НКТ 90-2.0

ных значений безразмерной площади кармана χ . Эти зависимости имеют экспоненциальный характер. Заметное увеличение потерь энергии происходит при $\nu > 0.5$ и $\chi < 1$. Отсюда можно сделать вывод, что следует устанавливать клапан в кармане с $\chi > 1$ и $\nu < 0.5$.

Изучено влияние конструктивных параметров кармана на максимальную скорость удара пластины об ограничитель.

На рис. 3 приведен пример изменения максимальной скорости удара пластины об ограничитель в зависимости от относительной глубины кармана ν для различных значений относительной площади кармана χ . Установлено, что максимальная скорость удара пластины об ограничитель при неплоскопараллельном движении существенно больше чем при плоскопараллельном движении. Максимальная скорость удара резко возрастает и достигает экстремального значения при определенных малых значениях ν (т.е. при малых углах наклона пластины). При дальнейшем увеличении глубины кармана максимальная скорость удара об ограничитель уменьшается, при этом, чем меньше площадь кармана, тем это уменьшение сильнее. При величине относительной глубины кармана $\nu = 0.7 + 0.75$ происходит резкое уменьшение максимальной скорости удара. Анализ движения пластины с помощью математической модели показал, что при изменении ν от 0.7 до 0.75 происходит изменение знака угла наклона пластины при ее движении от седла к ограничителю, что объясняет резкое уменьшение максимальной скорости удара при этих значениях ν .

Исследовано влияние конструктивных параметров кармана на максимальную скорость удара пластины клапана о седло.

На рис. 4 приведены зависимости максимальной скорости удара запорного органа клапана о седло. Также как и при ударе об ограничитель максимальная скорость удара о седло при плоскопараллельном движении ниже чем при наклонном. В отличие от удара об ограничитель максимальная скорость удара кольца о седло при увеличении глубины кармана и уменьшении его площади увеличивается. Максимальная скорость удара значительно возрастает при $\chi = 0.5$ и $\nu \rightarrow 1$.

Также как и максимальная скорость удара об ограничитель, максимальная скорость удара о седло уменьшается при $\nu = 0.7 + 0.75$. Анализ движения пластины показал, что в этом случае также происходит изменение знака угла наклона пластины при ее движении от ограничителя к седлу.

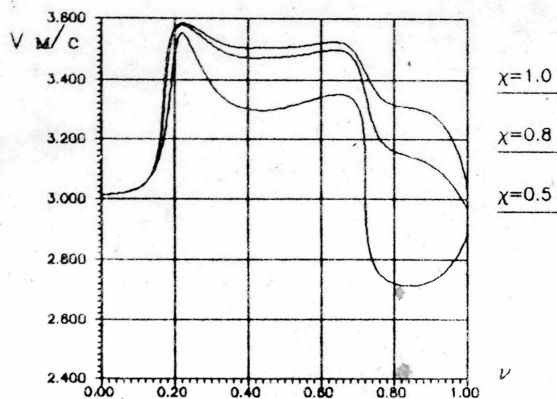


Рис. 3. Максимальная скорость удара пластины об ограничитель.
Клапан НКТ 90-2.0

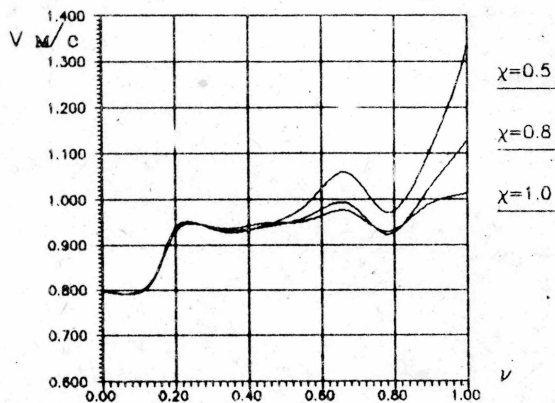


Рис. 4. Максимальная скорость удара пластины о седло.
Клапан НКТ 90-2.0.

Исследовано влияние конструктивных параметров кармана на своевременность закрытия клапана.

Анализ движения пластины показал, что момент отрыва пластины клапана от ограничителя (начало закрытия) и начальная часть траектории движения практически совпадают для различных карманов. Увеличение запаздывания закрытия клапана происходит, когда пластина клапана при закрытии в момент первого удара о седло имеет достаточно большой угол наклона. В этом случае, в отличие от плоскопараллельного движения, в момент удара центр масс пластины находится на расстоянии от седла. Показано, что вследствие удара происходит уменьшение скорости центра масс пластины и, следовательно, несвоевременное закрытие клапана.

Проведено исследование влияния разброса жесткости точечных пружин на работу клапана.

Математическое моделирование работы клапана показало, что изменение жесткости пружин при сохранении их суммарной жесткости не оказывает влияния на потери энергии в клапане. В то же время, наклон пластины за счет неравномерности пружин может достигать значительной величины.

По результатам математического моделирования сделаны выводы, что при определенном разбросе жесткости пружин возникает неплоскопараллельное движение пластины и следовательно увеличение максимальной скорости удара. В дальнейшем при увеличении разброса жесткости пружин до 10-15% не происходит дополнительного увеличения максимальной скорости удара. Значительное увеличение максимальной скорости удара происходит при разбросе жесткости пружин более 10-15%.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ.

1. Создана математическая модель, в которой клапан рассматривается как система с распределенными параметрами. Движение пластины рассматривается как свободное движение твердого тела. Предложенная модель позволяет оценить влияние на работу клапана как неоднородности потока газа, так и неоднородности самого клапана, определить динамические характеристики клапана: моменты открытия и закрытия, точки и скорости удара пластины о седло и ограничитель и т.д с учетом неплоскопараллельного движения пластины. Проведена проверка адекватности математической модели.

2. На экспериментальной установке проведены продувки клапанов с имитацией установки их в кармане. Исследовано влияние конструктивных параметров кармана на работу клапана. Анализ результатов испытаний позволил сделать следующие выводы:

1) Для кольцевых клапанов при относительной глубине кармана $\nu < 0.5$ уменьшение коэффициента расхода по сравнению с коэффициентом расхода при установке клапана без кармана незначительно. Значительное уменьшение коэффициента расхода происходит при относительной глубине кармана $\nu > 0.8$ и относительной площади кармана $\chi < 1$.

2) Для прямооточных клапанов уменьшение величины коэффициента расхода сильнее чем для кольцевых клапанов и становится заметным при меньших значениях относительной глубины кармана ν и при $\nu = 0.5$ и относительной площади кармана $\chi = 1$ достигает 5%, а при $\nu = 0.75$ - 15-20%.

3) Ориентация каналов прямооточного клапана в кармане не влияет на коэффициент расхода системы клапан-карман.

3. С помощью математической модели исследовано влияние конструктивных параметров кармана на работу клапана. Сделаны следующие выводы:

1) Зависимость безразмерных потерь энергии в системе клапан-карман от глубины кармана носит экспоненциальный характер. Заметное увеличение потерь энергии происходит при относительной глубине кармана $\nu > 0.5$ и относительной площади входа в карман $\chi < 1$.

2) Во всех случаях при переходе от плоскопараллельного движения пластины к наклонному происходит резкое увеличение максимальной скорости удара пластины о седло и ограничитель (примерно на 20%). Максимальная скорость удара наблюдается при втором ударе пластины. С увеличением глубины кармана максимальная скорость удара об ограничитель уменьшается, а максимальная скорость удара о седло увеличивается. Данное явление необходимо учитывать при конструировании компрессора и анализе причин поломок клапанов.

3) Наклонное движение пластины может приводить к увеличению запаздывания закрытия клапана, т.е. к ухудшению объемных и энергетических характеристик компрессора.

4) В зависимости от глубины кармана знак угла наклона пластины до первого удара и точки удара с максимальной скоростью могут быть различными.

4. На математической модели исследовано влияние разброса жесткости точечных пружин на работу кольцевого клапана. Сделаны следующие выводы:

1) При определенном разбросе жесткости пружин возникает неплоскопараллельное движение пластины и следовательно увеличение максимальной скорости удара.

2) Дальнейшее увеличение разброса жесткости пружин до 10-15% не приводит к дополнительному увеличению максимальной скорости удара.

3) Увеличение разброса жесткости пружин более 10-15% приводит к значительному увеличению максимальной скорости удара.

5. Неплоскопараллельное движение пластины оказывает существенное влияние на работу клапана, поэтому при конструировании компрессора рекомендуется проводить математическое моделирование работы компрессора с учетом наклонного движения пластин клапанов.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Андричов А.А., Пластинин П.И. Новый подход к математическому моделированию клапана поршневого компрессора // Тез. докл. IX международной научно-технической конференции по компрессоростроению. - Казань, 1993. - С. 112.

2. Андрианов А.А., Пластинин П.И. Трехмерная математическая модель клапана поршневого компрессора // Тез. докл. X международной научно-технической конференции по компрессорной технике. - Казань, 1995. - С. 69.

3. Пластинин П.И., Андрианов А.А. Математическая модель кольцевого клапана как пространственной системы // Тез. докл. научно-технической конференции, посвященной 165-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. - Москва, 1995. - Ч. 1. - С. 103.

4. Andrianov A.A., Plastinin P.I. The new approach to the mathematical modeling of the reciprocating compressor valve // Chinese International Compressor Technique Conference and Exhibition. - Xi'an, 1993. - P. 37.