

М259099

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

ТВАЛЧРЕЛИДЗЕ Автандил Константинович

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОСНОВНЫХ
ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ СООТНОШЕНИЙ
НА ЭКОНОМИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ
ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ОБЩЕГО
НАЗНАЧЕНИЯ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

(05.04.03. Гидравлические машины и машины холодильной и
криогенной техники)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище им. Н. Э. Баумана

Научные руководители —

д. т. н., профессор ЛУБЕНЕЦ В. Д.,

к. т. н., доцент ПЛАСТИНИН П. И.

Официальные оппоненты:

д. т. н., профессор РОГАНОВ С. Г.,

к. т. н., доцент СУХОМЛИНОВ Р. М.

Ведущее предприятие — Мелитопольский компрессорный завод.

Автореферат разослан «6» марта 1975 г.

Защита диссертации «4» апреля 1975 г.

на заседании
Московского
Знамени вы
по адресу:
д. 1, корпу

факультета
Красного
Баумана
бережная,

Ваши от
сылать по у

сьба вы-

С диссе
лица.

же учи-

Ученый

M 259099

ОВ С. В.

Компрессоростроительная отрасль с каждым годом увеличивает выпуск поршневых компрессоров общего назначения (ПКОН) - основных производителей сжатого воздуха, получившего широкое применение в качестве энергоносителя.

В настоящее время назрела необходимость разработки новых рядов ПКОН, и такая работа уже начата. Однако основные параметры новых машин выбираются на основании опыта, который накоплен на старых машинах. Создание новых ПКОН следует вести с учетом современных тенденций, необходимо, чтобы они не уступали по технико-экономическим показателям лучшим зарубежным аналогам.

За рубежом в настоящее время наметилась устойчивая тенденция улучшения экономичности за счет выбора оптимальных основных геометрических размеров (диаметра цилиндра D и хода поршня S) компрессора и числа оборотов коленчатого вала n . Установлено, что существуют оптимальные значения каждого параметра и соотношений между ними. Эти оптимальные значения определяются минимальным расходом мощности при обеспечении заданной производительности.

У нас в стране исследованиям крейцкопфных ПКОН уделялось мало внимания. Лишь в последние годы появилось несколько работ, выполненных в основном на заводе "Борец" (Беленький А.А., Бадамян А.А., Степанян В.А. и др.), посвященных отдельным вопросам увеличения экономической эффективности ПКОН двойного действия.

Известно, что ведущие зарубежные фирмы ("Атлас Копко" Швеция, "ФМА-Покорны" ФРГ и др.) при создании новых ПКОН экспериментально определяют оптимальные размеры, быстроходность и др. параметры, которые в каждый период развития техники определяются состоянием технологии, развитием новых конструктивных идей, появлением новых конструктивных решений отдельных узлов, появлением новых материалов и масел.

Проведение в СССР таких работ позволит правильно и обоснованно создавать новые компрессоры общего назначения.

Экспериментальное определение оптимальных размеров поршневого компрессора, несмотря на большую достоверность получаемых результатов, представляется дорогим и сложным. Полученные таким способом рекомендации являются ограниченными, для определения оптимальных D , S и n компрессора на другую производительность надо создавать новый экспериментальный стенд.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1259099

Тираж: 100 экз. Издательство А. К. Исследо

0505899

К настоящему времени исследование рабочих процессов тепловых машин с помощью математического моделирования получило широкое распространение. Это вызвано в первую очередь тем, что высокий уровень развития вычислительной техники позволяет решать сложные задачи с минимальным числом упрощающих предположений.

В отечественной и зарубежной литературе приводится ряд завершенных математических моделей рабочих процессов в поршневых компрессорах, т.е. приводятся замкнутые системы уравнений, описывающие рабочие процессы в машине. Авторами этих моделей являются Петриченко Р.М., Оносовский В.В., Артемьев А.А., Соложенцев Е.Д., Фотин Б.С., Штейнгарт Д.А., *Van den W. Maslaren Soedel W.* и др. Значительное количество работ в области поршневых машин посвящено моделированию отдельных явлений, процессов.

Математическая модель, созданная для определения оптимальных основных геометрических размеров крейцкопфных ШКОН, носит специфический характер. Например, в модели, с помощью которой определяются оптимальные основные соотношения одноступенчатого компрессора при определенном числе оборотов n , независимыми переменными должны быть диаметр цилиндра D , ход поршня S (на них наложено единственное условие обеспечения заданной производительности V_e), а также угол поворота коленчатого вала φ (или время τ). Поэтому такая модель должна состоять из двух частей. В первой части по известным D , S и n определяются все остальные конструктивные параметры, назовем их вспомогательными, входящие в уравнение модели. Причем эти параметры определяются таким образом, чтобы при данных основных геометрических размерах и параметрах иметь минимум удельной мощности — критерия оптимизации. Вторая часть — это по существу то, что принято называть моделью, т.е. система уравнений. В этой части единственной независимой переменной будет угол поворота коленчатого вала φ , здесь же определяются все интегральные характеристики компрессора.

Специфичность рассматриваемой модели заключается еще в том, что она должна описывать конкретный тип машин — крейцкопфные ШКОН с целью отыскания оптимальных основных соотношений, значит можно более обоснованно привлекать экспериментальный материал, подходить к выбору допущений.

Основные задачи данной работы:

1. Создание специальных математических моделей одно- и двухступенчатых воздушных поршневых компрессоров двойного действия для оптимизации их основных геометрических размеров и параметров.

2. Экспериментальная проверка адекватности представления математическими моделями реальных процессов в поршневых компрессорах и их интегральных характеристик.

3. Определение математическим моделированием оптимальных основных геометрических соотношений в ПКОН.

4. Определение границ применимости предлагаемых рекомендаций по выбору оптимальных основных соотношений в ПКОН.

Объем диссертационной работы - 139 страниц машинописного текста и 31 страница рисунков и фотографий.

Центральным в системе уравнений модели поршневого компрессора является уравнение сохранения энергии тела переменной массы. В предположении однородности термодинамического тела и мгновенности передачи внешних воздействий во все его точки это уравнение для цилиндра компрессора двойного действия запишется

$$d(u, m) = dQ - p \cdot dV + dE_{bc} + dE_n + dE_{\eta} \quad (I)$$

где u - внутренняя энергия 1 кг газа в цилиндре;

m - масса газа в цилиндре;

dQ - количество тепловой энергии, подведенной к газу от стенок рабочей полости за время $d\tau$;

$-p \cdot dV$ - механическая работа, совершенная над газом за время $d\tau$;

p - давление в цилиндре;

V - объем рабочей полости;

dE_{bc}, dE_n, dE_{η} - энергии, вносимая газом, поступающим в цилиндр соответственно через нагнетательные клапаны, всасывающие клапаны и неплотности поршневого уплотнения.

Уравнение (I) является универсальным для всех процессов в компрессоре и в конечном итоге выражает зависимость между параметрами газа в цилиндре, условиями на нагнетании, на всасывании, в смежной по отношению к поршню полости, тепловым состоянием поверхностей, ограничивающих рабочую полость, различными конструктивными и геометрическими размерами и параметрами и временем τ (или углом поворота коленчатого вала φ).

Для получения этой зависимости необходимо преобразовать отдельные слагаемые в (I), при этом приходится делать ряд упрощающих предположений.

Цели исследования позволили ввести следующие основные допущения:

1. давления и температуры в полостях всасывания и нагнетания постоянны и равны номинальным величинам;

2. в качестве модели сжимаемой среды используется идеальный газ;

3. течения газа через всасывающие и нагнетательные клапаны, а также неплотности в поршневом уплотнении принимаются адиабатными, истечение в каждый достаточно малый промежуток времени происходит по законам установившегося течения.

Рассмотрим, как представлялись в работе отдельные слагаемые уравнения (I).

dQ принято записывать в виде суммы:

$$dQ = dQ_r + dQ_k + dQ_n \quad (2)$$

где dQ_r, dQ_k, dQ_n - учитывают теплообмен между газом в цилиндре и соответственно гильзой, крышкой и поршнем.

Такая запись dQ объясняется тем, что обычно проводят усреднение температур гильзы, крышки и поршня. Воспользовавшись формулой Ньютона

$$dQ^i = \alpha^i (\tau - \bar{T}_{cr}^i) E^i d\tau \quad (3)$$

получим зависимость каждого члена правой части (2) от коэффициента теплоотдачи α^i , температуры газа τ , усредненной температуры стенки $\bar{T}_{cr}^i$ и площади теплопередающей поверхности F^i . Исследованию α и $\bar{T}_{cr}^i$ по-существу посвящены все работы по теплообмену в цилиндрах поршневых машин.

Решение нестационарной задачи теплообмена с учетом наличия масляной пленки на внутренней поверхности рабочей полости показало, что можно температурное поле стенок считать стационарным.

В работе экспериментальным путем были получены зависимости усредненных температур гильзы $\bar{T}_r$, крышки $\bar{T}_k$ и поршня $\bar{T}_n$ от режима работы компрессора. Для определения коэффициента теплоотдачи α была использована зависимость, предложенная *Adig R, Qvale E, Pearson J*:

$$\alpha(\tau) = A \frac{\lambda(\tau)}{D_g(\tau)} Re^{q_3}(\tau) Pr^{q_6}(\tau) \quad (4)$$

Здесь $\lambda(\tau)$ - коэффициент теплопроводности газа в цилиндре;
 $\rho_c(\tau)$ - критерий Прандтля;
 $Re(\tau)$ - критерий Рейнольдса.

В качестве определяющего размера в критерии Re принят эквивалентный диаметр $D_9(\tau)$, учитывающий мгновенную форму рабочей полости, определяющая скорость рассчитывается через $D_9(\tau)$ и "скорость вихря" $\omega_9(\tau)$, зависящую от угла поворота и угловой скорости вращения коленчатого вала ω . Величина коэффициента A , равная 0,3-0,35, была получена по результатам экспериментальных исследований, согласно предлагаемой в работе методике.

Потоки энергии dE_{κ} , dE_n и dE_{η} в рабочую полость (либо из рабочей полости) представляют собой соответствующие энтальпии газа. Сложность определения dE^c заключается в нахождении массовых потоков газа, что в свою очередь с учетом допущения (3) в определении эквивалентных проходных сечений во всасывающих (ϕ_{κ}), нагнетательных (ϕ_n) клапанах и неплотностях поршневого уплотнения. Зависимости $\phi_{\kappa}(\tau)$ и $\phi_n(\tau)$ определяются в результате решения уравнений динамики пластины самодействующего клапана. В работе предполагалось, что на компрессоре установлены кольцевые клапаны. При определении $\phi_{\kappa}(\tau)$ и $\phi_n(\tau)$ учитывались неплотности клапанов. Была использована зависимость коэффициента расхода клапана от относительной величины подъема пластины, предложенная М.И. Френкалем.

В работе приводятся решения дифференциального уравнения динамики пластины при различных допущениях; а также дается оценка точности предлагаемых решений в зависимости от конструктивных размеров и параметров клапана и промежутка времени, в течение которого "работает" данное решение.

Добавление к уравнению сохранения энергии (I) уравнения состояния газа, уравнения истечения, уравнения динамики самодействующего клапана, различных кинематических и конструктивных соотношений, а также теплофизических характеристик рабочей среды позволяет получить замкнутую систему уравнений. Полученная система решалась методом конечных разностей на ЭВМ "Минск-22М", в результате получались зависимости давлений и температур в рабочих полостях, величин открытия всасывающих и нагнетательных клапанов, массовых потоков через клапаны и т.д. по углу поворота коленчатого вала φ . Зная зависимость давлений в

верхней и нижней полостях от угла φ , можно определить индикаторную работу компрессора за оборот, а затем и индикаторную мощность $N_{\text{инд}}$. Алгебраическим суммированием потоков газа через нагнетательные клапаны за время Δt определялась суммарная масса газа, поступившая на нагнетание за оборот, а отсюда и производительность компрессора.

Мощность трения в поршневом уплотнении определялась по методике, предложенной Хоргеном, мощность трения в механизме движения бралась пропорциональной $N_{\text{инд}}$ по приближенной методике, предлагаемой в работе.

Оптимальные геометрические соотношения, определенные для одноступенчатого компрессора, совсем не должны прямо переноситься на двухступенчатый компрессор. Это связано с тем, что у существующих ПКОН величины ходов поршня и числа оборотов у первой и второй ступени одинаковы. Поэтому для решения поставленной задачи необходимо иметь математическую модель двухступенчатого поршневого компрессора двойного действия.

Уравнения модели одноступенчатого компрессора являются справедливыми как для первой, так и для второй ступени ПКОН. Для получения замкнутой системы уравнений, моделирующих процессы в двухступенчатом компрессоре, надо добавить условия совместности работы двух ступеней. Номинальное давление нагнетания первой на величину потерь давления при течении газа через межступенчатые коммуникации. Эти потери определялись по зависимостям М.И. Френкеля. Величина недоохлаждения газа при входе во вторую ступень бралась постоянной. Условие равенства масс воздуха, нагнетаемого первой ступенью и всасываемого второй за цикл, дает последнее уравнение, замыкающее систему.

Пока не удастся создать модель компрессора на основе самых общих физических представлений, с помощью которой можно было бы решать практические задачи. Существующие в настоящее время математические модели обязательно содержат зависимости и коэффициенты, полученные экспериментальным путем, что с одной стороны позволяет увеличить точность получаемых моделированием результатов, но с другой стороны уменьшает их общность. Поэтому при построении модели для оптимизации основных размеров компрессора необходимы экспериментальные исследования, цель которых получение эмпирических зависимостей и коэффициентов, а также проверка адекватности модели. Очевидно, что эти исследования надо проводить на машинах оптимизируемого класса.

Была создана экспериментальная установка на базе воздушного углового компрессора 202ВП 10/8 Московского завода "Борец". Исследовались первая и вторая ступени компрессора при работе в одноступенчатом режиме, а также компрессор в двухступенчатом режиме при различных давлениях нагнетания. При этом замерялись давления и температуры всасывания и нагнетания по ступеням, расход и температура охлаждающей воды на входе и выходе каждой ступени, производительность и потребляемая электрическая мощность компрессора, снимались температурные и индикаторные диаграммы рабочих полостей, а также температурные поля цилиндров с помощью хромель-копелевых термопар.

Результаты экспериментов позволили определить коэффициенты, входящие в уравнения для коэффициента теплоотдачи в цилиндре и мощности трения механизма движения, построить эмпирические зависимости средних температур стенок рабочих полостей компрессора от режима работы.

Для доказательства адекватности представления построенной моделью реальных процессов, происходящих в компрессоре, производилось сравнение индикаторных и температурных диаграмм, а также интегральных характеристик, полученных экспериментальным путем и моделированием. Сравнение показало, что модель довольно удачно описывает изменения давления и температур полости (относительная погрешность в определении мгновенного давления не превышает 8%, мгновенной температуры 12%). Относительная ошибка при моделировании производительности во всех случаях не превышала 2,5, индикаторной мощности 3%.

Для более полной проверки модели и расширения границ ее применимости были использованы результаты экспериментальных исследований поршневого компрессора 205ВП 30/8, полученные на заводе "Борец". И в этом случае относительная ошибка моделирования интегральных показателей не превышает 5%.

С помощью полученной математической модели сначала была решена задача определения вспомогательных параметров, входящих в уравнение модели. Например, были определены величины приведенных усилий пружин клапанов $B_{пр}$, обеспечивающих при заданных D , S и n минимум потребляемой удельной мощности.

Предварительные расчеты показали, что оптимальные по затратам удельной мощности D , S и n смещаются в область

очень малых чисел оборотов и в настоящее время уже не используемых. Поэтому определялись оптимальные основные геометрические размеры D и S при определенных числах оборотов n . Такая постановка задачи позволяет получить более общие результаты и предоставляет возможность наглядной геометрической интерпретации предлагаемого решения.

При определенном числе оборотов действительная производительность компрессора V_e и затраты удельной мощности q есть функции диаметра D и хода поршня S , т.е. представляют собой поверхности $V_e = V_e(D, S)$ и $q = q(D, S)$. Математическая модель позволяет построить эти поверхности в некоторой окрестности точки (D_0, S_0) . Для определения оптимальных D и S при заданной производительности V_e^0 "рассекаем" поверхность $V_e(D, S)$ плоскостью $V_e = V_e^0$. Полученной в пересечении плоской кривой воспользуемся как направляющей цилиндрической поверхности с образующими, параллельными оси аппликат. Эта цилиндрическая поверхность в пересечении с поверхностью $q(D, S)$ дает пространственную кривую, точка с минимальной аппликатой q , на которой и есть искомая. Ее координаты (D, S) дают оптимальные основные геометрические размеры.

Для получения плоской картины будем в окрестности точки (D_0, S_0) плоскости (D, S) наносить линии уровня $q = \text{const}$ и $V_e = \text{const}$. В плоскости (D, S) легко нанести линии $\frac{S}{D} = \text{const}$ это пучок прямых, исходящий из начала координат.

В качестве примера на рис.1 показана картина окрестности точки $(D_0 = 0,3 \text{ м}; S_0 = 0,125 \text{ м})$ при $n = 750 \text{ об/мин}$ и давлении нагнетания компрессора $P_n = 3 \text{ ата}$.

Расчеты показали, что средняя скорость поршня C_m является более универсальной характеристикой основных параметров, чем ψ . На рис.2 представлена зависимость оптимальной величины средней скорости поршня $C_m^{\text{оп}}$ от производительности V_e при различных числах оборотов.

У поршневых компрессоров общего назначения числа оборотов и величины хода поршня одинаковы для обеих ступеней, поэтому, если спроектировать первую ступень оптимальной с точки зрения основных геометрических размеров, то при определенном промежуточном давлении однозначно определяются и основные размеры второй ступени, которые могут отличаться от оптимальных. Для двухступенчатого компрессора имеем следующую постановку задачи:

для заданных производительности V_e и числа оборотов n найти величины хода поршня S , диаметра первой ступени D_I и диаметра второй ступени D_{II} , которые обеспечат минимум затрат удельной мощности q .

Наличие трех независимых переменных D_I , D_{II} и S несколько затрудняет графическую иллюстрацию решения, аналогичную приведенной на рис.1. Поэтому в качестве примера на рис.3 представлена картина окрестности точки (D_{Ie} , S_e) при фиксированном числе оборотов ($n = 750$ об/мин), а также и производительности ($V_e = 10$ м³/мин) для двухступенчатого компрессора двойного действия с давлением нагнетания $P_n = 9$ ата, там нанесены линии постоянных значений диаметра второй ступени D_{II} , давления нагнетания первой ступени P_{nI} и затрат удельной мощности q .

Как видно из рис.3, область оптимальных основных геометрических размеров двухступенчатого компрессора сдвинулась по сравнению с одноступенчатым (рис.1) в область больших значений параметра ψ . Оптимальное промежуточное давление равно 3,0 ата, хотя "крутого оптимума" по промежуточному давлению здесь нет.

Расчеты, проведенные для других основных размеров и скорости вращения, показали, что оптимальное давление нагнетания первой ступени $P_{nI}^{оп}$ колеблется в пределах 2,9–3,2 ата и отклонения от оптимальной величины P_{nI} на 0,1–0,2 ата вызывают весьма незначительное увеличение затрат удельной мощности. Это позволяет принять в нашем случае величину оптимального промежуточного давления равной 3,0 ата.

На рис.4 нанесена полученная с помощью модели зависимость оптимального значения средней скорости поршня C_m от производительности V_e двухступенчатого компрессора при различных числах оборотов. Сравнение с аналогичной зависимостью для одноступенчатого компрессора (рис.2) показывает, что у двухступенчатого компрессора оптимальная величина средней скорости несколько выше.

ВЫВОДЫ

Согласно предлагаемой методике определения оптимальных по расходу удельной мощности основных геометрических размеров и параметров поршневых компрессоров:

1. Создана специальная математическая модель поршневого компрессора двойного действия. Модель состоит из двух частей. В первой части по заданным величинам диаметра цилиндра D , хода поршня S и числа оборотов n определяются все конструктивные параметры, входящие в уравнение модели компрессора. Эти параметры определяются таким образом, чтобы при данных D , S и n иметь минимум удельной мощности q . Вторая часть - это то, что принято называть моделью, т.е. замкнутая система уравнений термодинамики, динамики клапана и кинематики кривошипно-шатунного механизма. Модель позволяет получить зависимости $V_e = V_e(D, S, n)$ и $q = q(D, S, n)$.

2. Результаты, полученные на экспериментальной установке, созданной на базе компрессора 202ВП 10/8, позволили получить необходимые эмпирические зависимости и коэффициенты, а также проверить модель на адекватность. Для определения области адекватности модели проведено сравнение данных моделирования и экспериментальных исследований компрессора 205ВП 30/8. Получена хорошая сходимость экспериментальных и теоретических результатов.

3. С помощью математической модели для различных скоростей вращения коленчатого вала n определялись оптимальные по затратам удельной мощности q значения диаметра цилиндра D (для двухступенчатых машин диаметров первой D_I и второй D_{II} ступеней) и хода поршня S . Для крейцкопфных воздушных поршневых компрессоров производительностью от 10 до 50 м³/мин получены следующие результаты:

А. Одноступенчатый компрессор ($P_n \approx 3$ ата):

1) во всем диапазоне изменения производительности с увеличением скорости вращения коленчатого вала оптимальные значения параметра $\psi = \frac{S}{D}$ уменьшаются, например, для $V_e = 10$ м³/мин при $n = 500$ об/мин $\psi^{оп} = 0,52$; при $n = 750$ об/мин $\psi^{оп} = 0,38$; при $n = 1000$ об/мин $\psi^{оп} = 0,28$;

2) в диапазоне изменения давления нагнетания $P_n = 2,5-3,5$ ата оптимальная величина ψ мало зависит от P_n ;

3) с увеличением числа оборотов n увеличивается потеря удельной мощности при одинаковом отклонении от оптимальных основных геометрических размеров, т.е. при увеличении n "оптимум по q становится круче";

4) для определения производительности компрессора и его

скорости вращения существует оптимальное значение средней скорости поршня $C_m^{оп}$. Средняя скорость поршня C_m является более универсальной характеристикой, чем ψ . По рис.2, известным производительности и числу оборотов можно определить $C_m^{оп}$, а затем и оптимальные основные геометрические размеры одноступенчатого поршневого компрессора двойного действия.

Б. Двухступенчатый компрессор ($P_n = 9$ ата):

1) оптимальные значения параметра $\psi = \frac{S}{D_L}$ двухступенчатого компрессора отличаются от соответствующих значений одноступенчатого, например, при $V_e = 10 \text{ м}^3/\text{мин}$ и $n = 750 \text{ об/мин}$ для одноступенчатого компрессора $\psi^{оп} = 0,38$, для двухступенчатого $\psi^{оп} = 0,43$;

2) оптимальное промежуточное давление имеет довольно стабильное значение, равное 3,0 ата;

3) рис.4 и известная оптимальная величина промежуточного давления однозначным образом решают задачу определения основных геометрических размеров поршневого компрессора двойного действия общего назначения, обеспечивающих минимум затрат удельной мощности.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Пластилин П.И., Твалчрелидзе А.К., Беленький А.А., Зайцева Г.С., Воронов Б.Я., Васильев А.В., Шевченко Н.Р. "К вопросу об оптимальных геометрических размерах поршневых компрессоров общего назначения". Труды МВТУ №158 "Компрессорные и вакуумные машины и пневмоагрегаты", 1973г.
2. Дубенец В.Д., Пластилин П.И., Твалчрелидзе А.К., Шевченко Н.Р., Едемский В.С., Плошкин В.Н., Беленький А.А. "Оценка погрешности, обусловленной допущением стационарности температурного поля стенок рабочей камеры поршневой машины при расчете теплообмена". В сб. "Пути повышения эффективности поршневых компрессорных машин" (Тезисы докладов на Всесоюзном научном семинаре), МВТУ, 1973г.
3. Бадамян А.А., Беленький А.А., Твалчрелидзе А.К. "Некоторые результаты исследования с помощью ЭВМ теплоотдачи в цилиндре поршневого компрессора общего назначения". В сб. "Применение ЭВМ для моделирования, оптимизации и отработки конструкций компрессоров" (Тезисы докладов на Всесоюзном научно-техническом семинаре на ВДНХ), ЦИНТИхимнефтемаш,

М., 1974г.

4. Лубенец В.Д., Пластинин П.И., Твалчрелидзе А.К. "Определение оптимальных по расходу удельной мощности основных геометрических размеров поршневых компрессоров общего назначения". В сб. "Конструирование, технология, изготовление и эксплуатация компрессорных машин различного назначения" (Тезисы докладов IV Всесоюзной научно-технической конференции), Сумы, 1974г.

