

М165179

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

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

Аспирант ПРУДНИКОВ С. Н.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПЕРЕКРЫВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ**

05.199—Компрессорное и вакуумное машиностроение.

Диссертация написана на русском языке

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

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

Научный руководитель—

докт. техн. наук, профессор Романенко Н. Т.

Официальные оппоненты:

докт. техн. наук, профессор Бекнев В. С.

канд. техн. наук Панфилов Е. А.

Ведущее предприятие ВНИИКРИОГЕНМАШ (г. Москва)

Автореферат разослан

1972 г.

Защита диссертации

г.

на заседании Сов

та

МВТУ им. Н. Э.

ж-

ная, дом 1, лабо

С диссертацией

У.

Ваши отзывы

а-

правлять по адре

е-

режная, дом 1, У

е-

ние».

Ученый секрет

д. т. н., доцент

М165179

Среди средств, используемых при автоматизации производственных процессов, существенную роль играют пневматические устройства автоматического контроля, регулирования и дистанционного управления. Пневматическая аппаратура находит широкое применение при автоматизации технологических процессов в различных отраслях промышленности. Достоинством такой аппаратуры являются простота конструкции, надежность в работе, несложность в обслуживании, долговечность, устойчивость к воздействию различного вида полей, пожаро- и взрывобезопасность.

Эти качества привели к тому, что в настоящее время большинство задач автоматического регулирования и дистанционного управления решается средствами пневмоавтоматики, а в ряде отраслей, например в химической и нефтеперерабатывающей промышленности, пневматические приборы являются основными средствами управления производственными процессами.

Основным недостатком пневматических приборов является их довольно низкое быстродействие. Однако, изучение широко распространенных в промышленности технологических процессов показало, что многие из них протекают достаточно медленно и быстродействие средств пневмоавтоматики удовлетворяет выполнению функций регулирования и дистанционного управления этими процессами.

Стремление увеличить быстродействие пневматических систем потребовало изучения динамических свойств всех элементов системы.

Неотъемлемой частью систем автоматического регулирования и дистанционного управления являются пневматические перекрывающие устройства. Перекрывающие устройства непосредственно воздействуют на технологический процесс. Так как существует большое разнообразие технологических процессов, то в зависимости от параметров регулируемой или перекрываемой среды, условий работы и т.д., перекрывающие устройства так же должны быть весьма разнообразными. В связи с быстрым развитием автоматизации технологических процессов, номенклатура перекрывающих устройств в СССР непрерывно уве-

НТБ МГТУ им. Н. Э. Баумана



1165179

Прудников С. Н. Исследования

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

М ВТУ

им. Н. Э. Баумана

БИБЛИОТЕКА

личивается.

Повышение требований к точности регулирования и управления производственными процессами, а также надёжности и долговечности пневматических систем приводит к необходимости учёта динамических свойств элементов систем автоматического и дистанционного управления. Однако, свойства таких элементов, как перекрывающие устройства пневматических систем изучены недостаточно.

Исследованию динамических характеристик пневматических устройств посвящен целый ряд работ. Тем не менее ряд вопросов исследован недостаточно полно, в том числе вопросы динамических характеристик перекрывающих устройств, состоящих из приводов поршневого типа и регулирующих и перекрывающих органов типа клапан или заслонка.

В пневматических и гидравлических системах к перекрывающим устройствам обычно предъявляется требование обеспечить определенную скорость срабатывания клапана, которое вытекает из необходимости уменьшения возможности возникновения в трубопроводах гидравлических ударов и повышенных динамических нагрузок на детали арматуры, особенно на седла и клапаны. При больших скоростях срабатывания привода перекрывающего устройства могут происходить значительные разрушения седла клапана.

В литературе недостаточно исследованы вопросы торможения короткоходовых пневмоприводов перекрывающих устройств.

Цели диссертационной работы можно определить следующим образом:

1. Исследование влияния силовых характеристик регулирующих и перекрывающих органов на характер движения поршня пневмопривода.
2. Профилирование и расчёт перекрывающих органов с улучшенными силовыми характеристиками.
3. Выяснение влияния эксплуатационных факторов на динамические характеристики перекрывающих устройств.
4. Исследование динамических характеристик перекрывающих устройств пневматических систем.
5. Создание инженерной методики расчёта перекрывающе-

го устройства с заданной конечной скоростью движения регулирующего органа.

Решение поставленных задач даёт возможность рационального выбора и проектирования перекрывающих устройств пневматических систем.

Диссертация содержит введение, три главы и заключение /общие выводы/.

В первой главе, состоящей из семи разделов рассмотрены особенности и области применения пневматических перекрывающих устройств, приведен краткий обзор конструкций, а также содержится анализ исследований динамических характеристик пневматических перекрывающих устройств, выполненных различными авторами.

Из сравнения характеристик и областей применения перекрывающих устройств различных типов - пневматических, электрических, гидравлических следует, что пневматические перекрывающие устройства находят широкое применение в различных отраслях промышленности, а в ряде отраслей, например в нефтяной, химической промышленности занимают преимущественное положение. Потребность в таких устройствах и их выпуск ежегодно возрастает.

Основными преимуществами пневматических перекрывающих устройств являются: простота управления и передача энергии и движения на большие расстояния в произвольных направлениях, сравнительная простота конструкций самих пневматических устройств и управления ими, широкая возможность их автоматизации и контроля, большая свобода выбора места установки и расположения пневматических приводов.

При автоматизации производственных процессов наибольшее распространение получили перекрывающие устройства с приводами поршневого типа. В системах дистанционного управления широкое распространение получили приводы двухстороннего действия.

В литературе имеется ряд работ, посвященных теоретическому и экспериментальному исследованию пневматических приводов. В первой главе рассмотрены основные результаты

исследований опубликованные в работах Е.В. Герц, Г.В.Крейнина, А.Н.Макарова, Я.Я.Шермана, Б.И.Яншина и ряда других советских и иностранных авторов.

Из обзора работ сделаны следующие выводы:

1. Теоретических и экспериментальных работ, посвященных исследованию характеристик пневматических перекрывающих устройств недостаточно.

2. Большое количество работ по расчёту пневматических систем не учитывает специфики работы перекрывающих устройств, и не могут быть использованы непосредственно.

В системах дистанционного управления перекрывающие устройства чаще всего должны осуществлять закрытие или открытие трубопровода, а в случае использования их в системах автоматического регулирования обеспечивать заданный расход или перепад давления. Поскольку в качестве перекрывающего или регулирующего органа используются различного рода клапаны и заслонки, то возникает вопрос о взаимодействии привода и регулирующего органа.

Особенно важным с точки зрения надёжности работы системы является обеспечение заданной скорости посадки клапана на седло. Это так же относится и к перекрывающей заслонке, которая должна подходить к уплотняющим кромкам седла с заданной скоростью движения.

Спецификой такого рода перекрывающих систем является то, что в связи с использованием в качестве регулирующих органов клапанов и заслонок ход пневмопривода обычно невелик.

Малый ход привода и сравнительно высокое давление ($\approx 50 \text{ кг/см}^2$) являются теми параметрами, которые, например, существенно отличаются от параметров пневмоприводов машин-автоматов и других типов зажимных и ударных пневмоустройств.

Для обеспечения минимальной конечной скорости движения регулирующего органа возникает задача торможения поршня пневмопривода.

Так как на динамические характеристики перекрывающего

устройства существенное влияние оказывают характеристики регулирующих и перекрывающих органов, то к ним предъявляются определённые требования.

В настоящей главе рассмотрены характеристики наиболее распространенного типа регулирующего органа — дроссельной заслонки. Показано, что противодействующий крутящий момент на валу заслонки, вызванный несимметричностью динамических сил протекающей среды, может быть значительно уменьшен за счёт профилирования заслонки.

Вторая глава состоит из восьми разделов и посвящена теоретическому анализу работы пневматических перекрывающих устройств.

Наиболее сложным для расчёта является случай, когда пневмопривод перекрывающего устройства работает при наличии динамических сил протекающей через клапан или заслонку среды.

Решение задачи открытия клапана под воздействием пневматического привода в общем виде представляет значительные трудности. Поэтому расчёт основных параметров проводится на основе уравнений установившегося движения.

При расчёте пневмопривода исходим из следующих основных допущений:

а/ термодинамические процессы, протекающие в пневматическом приводе рассматриваются как квазистационарные;

б/ процессы изменения состояния воздуха в полостях цилиндра короткоходового пневмопривода происходят при неизменной температуре равной температуре окружающей среды.

При этом рассматриваются два основных протекающих процесса: опорожнение /выпуск/ одной полости цилиндра и наполнение /впуск/ второй полости цилиндра пневмопривода.

При расчете времени срабатывания пневмопривода управляющего клапаном или заслонкой необходимо сначала определить конечные параметры подготовительного периода /поршень неподвижен/, а также время подготовительного периода.

В работе предложена методика расчёта конечных параметров подготовительного периода.

Принята схема расчёта основных параметров сверхкритического и докритических режимов истечения, происходящих по дуге эллипса.

Из уравнения теплового баланса для полости наполнения получено выражение:

$$\frac{dP_H}{dt} = \frac{K R T_M}{F_H \alpha} \frac{dG}{dt} = D \sqrt{P_M^2 - P_H} \quad /1/,$$

где: $D = \frac{K f_H}{F_H \alpha} \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{1}{K+1}} \sqrt{\frac{2gK}{K+1} R T_M};$

- P_H - давление в полости наполнения;
- P_M - давление в магистрали;
- G - расход воздуха;
- α - мертвый объём полости наполнения;
- K - показатель адиабаты;
- f_H - коэффициент расхода подводящей линии;
- F_H - площадь проходного сечения подводящей линии;
- R - газовая постоянная;
- T_M - температура воздуха в магистрали;
- F_H - площадь поршня со стороны полости наполнения.

Время наполнения полости определится:

$$t = \frac{1}{D} \arcsin \frac{P_H}{P_M} + N \quad /2/,$$

где: N - постоянная, определяемая из начальных условий.

Аналогично для полости выпуска при $T_g = T_M$:

$$P_g = P_M e^{-Et} \quad /3/,$$

где:

$$E = \frac{K f_{g0} K_n \sqrt{R T_M}}{F_H l_1}$$

$f_{g0} = M_{g0} f_g$; $l_1 = l - b - \alpha$; l - длина цилиндра;
 b - ширина поршня.

Для начала движения необходимо, чтобы

$$P_H F_H > P_g F_g + Q_0 \quad /4/,$$

где: Q_0 - начальная нагрузка.

Для определения времени начала движения необходимо решить систему уравнений / 2 / , / 3 / , / 4 / .

Окончательное выражение для времени начала движения принимает вид:

$$t_0 = \frac{2\kappa}{(\kappa-1)E} \left[\left(\frac{F_B \cdot P_M}{P_M F_M - Q_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} - 1 \right] \quad / 5 /$$

Выражение / 5 / может быть записано с некоторым приближением в виде:

$$t_0 = \frac{1}{E} \ln \frac{F_M \cdot P_M}{P_M F_M - Q_0} \quad / 6 /$$

Полученные упрощенные зависимости для расчёта подготавливающего периода показали расхожимость с данными эксперимента в 5+7%.

Рассмотрена методика расчёта короткоходового пневмопривода перерывающего устройства с торможением дросселированием воздуха в полости выпуска.

Так как объёмы короткоходовых приводов незначительны, то считаем, что происходит наполнение объёма, состоящего из объёма непосредственно полости цилиндра $V_{нц}$ и объёма подводящего от воздухораспределителя воздухопровода $V_{гр}$:

$$V_{нз} = V_{нц} + V_{гр} \quad / 7 /$$

Рассмотрены уравнения движения поршня пневмопривода, причём нагрузка от перекрываемой среды принята пропорциональной усилию, развиваемому пружиной с жёсткостью q . Система уравнений решается методом численного интегрирования. Для упрощения расчётных уравнений величина силы трения по всему ходу привода принята равной постоянной величине, отнесённой к усилию пружины.

Так как масса поршня и других поступательно-движущихся частей короткоходового пневмопривода незначительна по сравнению с развиваемыми усилиями от давления воздуха, то при расчёте принято $m = 0$. Экспериментальная проверка подтвердила возможность и справедливость данного допущения.

Тогда из уравнения движения может быть получено выражение для перемещения поршня в виде:

$$\Delta x_i = \frac{\Delta C_B A_B \Delta t_i + C_H A_H \Delta t_i}{\Delta C_B P_{B,i-1} + C_H P_{H,i-1} + \frac{q}{F_H}} \quad / 8 /$$

где

$$C_B = \frac{\kappa}{x_{B,i-1}}; \quad C_H = \frac{\kappa}{x_{H,i-1}}; \quad A_B = \frac{G_B R T_B}{F_B}; \quad A_H = \frac{G_H R T_H}{F_H};$$

Δt_i - шаг интегрирования.

Полученные зависимости позволяют производить расчёт основных параметров пневматического привода перекрывающего устройства.

Исследования показали, что характер движения поршня во многом зависит от конечных параметров подготовительного периода, на распределение которых большое влияние оказывают пневматические линии и воздухораспределители.

При расчёте времени срабатывания воздухораспределителей обычно пренебрегают. Однако, в системах дистанционного управления зачастую используются такие конструкции воздухораспределителей, где обязательно необходимо учитывать специфику работы данного устройства.

В работе предложена методика расчёта времени задержки срабатывания воздухораспределителя двойного действия.

Если принять температуру при течении воздуха постоянной, то время задержки срабатывания t_z можно определить из следующей зависимости:

$$P_1 = P_n e^{-\frac{t_z}{\tau}}$$

/ 9 /,

P_1 - давление в полости цилиндра привода;
где τ - постоянная времени опорожнения;

$$\tau = \left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \sqrt{\frac{\kappa+1}{2g}} \frac{V}{(M/2) \sqrt{RT_1}};$$

V - объём полости опорожнения перекрывающего устройства;

$(M/2)$ - эквивалентная эффективная площадь.

При срабатывании воздухораспределителя происходит задержка наполнения полости впуска, что делает систему более чувствительной к резким изменениям нагрузки. Так как усилия, действующие на шток пропорциональны перепаду давлений $Q - \Delta p$, то жёсткость системы будет повышаться при увеличении уровней давлений P_n и P_p .

При обеспечении упреждения начала процесса наполнения относительно начала процесса выпуска движение поршня пневмопривода становится более устойчивым. В данном случае величины давлений P_n и P_p будут на более высоком уровне, чем при отрицательной задержке срабатывания.

Таким образом, задержка срабатывания воздухораспределителя оказывает существенное влияние на параметр жёсткости системы:

$$\psi = \frac{d\rho}{dx} \approx \frac{\Delta\rho}{\Delta x} \quad / 10 /.$$

Проанализированы оптимальные режимы работы воздухораспределителей.

Исследования показали, что на динамические характеристики перекрывающего устройства существенное влияние оказывают силовые характеристики непосредственно регулирующих и перекрывающих органов — заслонок и клапанов.

Получены аналитические зависимости для расчёта основных параметров перекрывающего устройства при наличии скачкообразной нагрузки со стороны регулирующего органа.

Коэффициент скорости определится из следующей зависимости:

$$\xi = \frac{\dot{x}_{сн}}{\dot{x}_{сн}} = 1 + \frac{\frac{Q}{F \Delta t_1}}{C_0 \Delta h + C_n \Delta h} \quad / 11 /,$$

где: $\dot{x}_{сн}$ — скорость движения привода при нагрузке;

$\dot{x}_{сн}$ — скорость движения привода при отсутствии нагрузки;

F — площадь поршня.

При возникновении скачкообразной нагрузки в конце хода пневмопривода коэффициент скорости принимает вид:

$$\xi = 1 + \frac{dq}{p_c} \quad / 12 /,$$

где: $dq = \frac{Q}{F \Delta t_1}$.

Исследования показали, что силовые характеристики регулирующих органов могут быть улучшены путём их профилирования.

В работе теоретически и экспериментально исследованы регулирующие дроссельные заслонки и показано, что крутящий момент на валу дроссельной заслонки может быть значительно уменьшен по сравнению с непрофилированной заслонкой.

Получено аналитическое выражение для момента на валу профильной дроссельной заслонки в трубопроводе прямоуголь-

ной формы в виде:

$$M = \alpha H \gamma F \sin^2 \alpha \cos \alpha_1 (1 - \sin \alpha)^2 \quad / 13 /,$$

где $F = \alpha B$ - площадь заслонки;
 B - высота заслонки;
 α - угол поворота заслонки;
 α_1 - угол, образованный направлением схода
 потока и осью трубы;
 $\alpha_1 = \alpha + \Delta$;
 H - напор;
 γ - удельный вес.

Отношение моментов при постоянном перепаде давлений:

$$m = \frac{M}{M_0} = \gamma \sin^2 \alpha (1 - \sin \alpha)^2 \cos \alpha_1 \quad / 14 /,$$

где M_0 - момент в положении полного закрытия заслонки.

Из выражения /14/ следует, что при угле поворота заслонки $\alpha = 90^\circ - \Delta$ коэффициент m равен нулю.

Таким образом появляется возможность профилирования заслонок значительно разгруженных по моменту в рабочем диапазоне угла поворота α .

Получено выражение для прогиба профиля заслонки в виде:

$$\delta = \frac{\alpha}{\kappa} \operatorname{tg} \frac{\Delta}{2} \quad / 15 /,$$

где $\kappa = 4,45$ /получено экспериментально/.
 α - высота заслонки

Размещение ребра на активной части профиля заслонки позволило дополнительно уменьшить величину гидродинамического крутящего момента.

Исследовалось влияние координат размещения ребра на величину момента. Получена зависимость для угла Δ :

$$\Delta = \Delta_0 + \kappa_1 \left(0,8 - \frac{2y}{\alpha} \right) \quad / 16 /,$$

где y - координата расположения ребра;
 κ_1 - коэффициент размерности.

Рассмотренные зависимости позволяют производить оценку величин гидродинамических крутящих моментов дроссельных заслонок различного профиля и выбирать необходимый

профиль.

В главе третьей разработана методика проведения эксперимента и выполнено исследование характеристик пневматических перекрывающих устройств на специально созданных для этой цели стендах.

В качестве объектов испытания были выбраны перекрывающие устройства с короткоходовыми приводами и односедельными клапанами. Испытания проводились на ряде перекрывающих устройств с диаметрами рабочих цилиндров от 50 до 250 мм. При испытаниях фиксировались следующие параметры: подводимое давление, давления в полостях цилиндра пневмопривода, перемещение штока, величина нагрузки на штоке, время перемещения. Фиксировался момент срабатывания воздухораспределителя.

Давление в полостях цилиндра записывалось на плёнку шлейфового осциллографа И-700 при помощи датчиков типа МД. Датчики давления МД позволяли измерять давление в пределах от $0 \div 60 \text{ кг/см}^2$. Постоянная времени датчиков составляла $0,02 \div 0,07 \text{ сек}$. Перемещение штока привода записывалось при помощи реохордного датчика.

Проведены модельные исследования характеристик перекрывающих устройств с иммитацией линейных нагрузок на штоке пневмопривода. Получены экспериментальные характеристики при различных способах торможения поршня пневмопривода.

Проведены исследования перекрывающих устройств при наличии реальной нагрузки со стороны протекающей через клапан или заслонку среды. Перекрывающие устройства с односедельными клапанами исследовались при различных направлениях движения протекающей среды: "давление на клапан", "давление под клапан".

Экспериментальные исследования подтвердили возможность обеспечения минимальной скорости посадки клапана на седло за счёт торможения поршня пневмопривода дросселированием воздуха в полости выпуска.

Исследовались характеристики регулирующих дроссельных заслонок в трубопроводе прямоугольного и круглого сече-

ний. Заслонки в трубопроводе круглого сечения исследовались на аэродинамическом стенде. Поток воздуха от высоконапорного вентилятора поступал в успокоительную камеру с сеткой, а оттуда в трубу диаметром 143 мм, в которой устанавливались дроссельные заслонки. Расход воздуха определялся при помощи тарированного коллектора, установленного на выходе из успокоительной камеры.

Крутящий момент определялся по величине окружного усилия на диске, насаженном на вал заслонки. Заслонки продувались при различных углах поворота от $\varphi = 10^\circ$ до $\varphi = 90^\circ$. Максимальная скорость воздуха в трубопроводе составляла 45 м/сек, $Re = 300000$. Исследовались плоские дроссельные заслонки и профилированные заслонки с различными геометрическими параметрами:

$$\alpha_1 = \frac{1}{3}a; \delta = \frac{1}{8}a; h = 0,1a; \psi = 60^\circ,$$

где: a_1 — координата центра радиуса;

δ — прогиб профиля;

h — высота ребра;

ψ — угол наклона ребра.

В результате проведенных исследований получены профили регулирующих дроссельных заслонок с крутящим моментом значительно уменьшенным по сравнению с моментом на валу не-
Профилированной заслонки.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. На основании обзора литературы установлено, что перекрывающие устройства являются одними из важнейших узлов пневматических систем. Несмотря на это исследования поршневых пневматических приводов проводятся недостаточно широко, а существующие методы расчёта не учитывают специфических условий работы пневматических перекрывающих устройств.

2. Разработана методика расчёта перекрывающего устройства, позволяющая определять длительность рабочего хода пневмопривода и скорость в конце закрытия перекрывающе-

го органа.

3. Проанализировано влияние на длительность движения и скорость посадки основного клапана конструкции управляющего электропневматического клапана. Показаны пути совершенствования данного ЭПК применительно к условиям работы перекрывающего устройства.

4. Исследованы теоретически и экспериментально перекрывающие органы - заслонки и клапаны. Получены аналитические выражения, позволяющие определять моменты и усилия на перекрывающем органе.

5. Рассчитана профильная заслонка с гидродинамическим моментом, уменьшенным в 3,5 раза в трубопроводе круглой формы и в 18 + 20 раз в прямоугольном по сравнению с непрофилированной заслонкой.

6. Созданы экспериментальные установки для:

- а/ исследования процессов торможения пневматических приводов перекрывающих устройств;
- б/ исследования усилий со стороны перекрывающих органов - клапанов;
- в/ экспериментального исследования силовых характеристик перекрывающих заслонок в трубопроводе прямоугольной формы;
- г/ исследования усилий и моментов на валу дроссельных заслонок в трубопроводе круглой формы;
- д/ экспериментального исследования коэффициентов расхода.

Для всех экспериментальных установок разработаны методики испытаний и определены погрешности измерений.

7. Результаты испытаний показали следующее;

а/ применение пневматических перекрывающих устройств с минимальной конечной скоростью движения регулирующего органа позволяет существенно снизить ударные нагрузки и тем самым повысить долговечность и надежность перекрывающей арматуры;

б/ применение профилированных дроссельных зас-

лонок с уменьшенным гидродинамическим крутящим моментом даёт возможность использовать их при более высоких перепадах давлений, уменьшить габаритные размеры мембранных и поршневых исполнительных механизмов, перейти на другие типоразмеры мембранных и поршневых приводов, снизить вес регулирующих и перекрывающих устройств, повысить точность регулирования.

8. Применительно к высокопроизводительной вакуумной установке ВУ-500/0,5-МВТУ, изготавливаемой на Сумском насосном заводе, показана возможность замены заслонки площадью 1 м^2 при перепаде в 1 атм. профильной заслонкой с уменьшением усилий с 3500 кг до 100 ± 150 кг.

9. Результаты проведенной работы используются при анализе новых конструктивных вариантов перекрывающих устройств пневматических систем в СКБ АНН / г. Москва /.

Дроссельные заслонки с уменьшенным крутящим моментом на $D_y = 200$ и 300 мм внедряются в организации ВНИИКРИОГЕНМАШ.

Применение профилированных заслонок позволяет значительно снизить мощность электропривода.

По результатам работы в организации ВНИИКРИОГЕНМАШ разработаны пневматические перекрывающие устройства с заданным законом движения регулирующего органа.

Результаты работы используются при создании регулятора-расходомера с профильной заслонкой в организации ЦНИИтехприбор / г. Смоленск /.

✱

✱ ✱

Содержание основных разделов диссертации изложено в следующих опубликованных работах:

1. Романенко Н.Т., Прудников С.Н. Исследование крутящего момента на валу регулирующих дроссельных заслонок прямоугольной формы. - Известия ВУЗов "Машиностроение", 1968, №1.

2. Романенко Н.Т., Прудников С.Н. К вопросу о статических характеристиках регулирующих дроссельных заслонок. - Известия ВУЗов "Машиностроение", 1968, №2.

3. Романенко Н.Т., Прудников С.Н. Исследование регулирующих дроссельных заслонок выпукло-вогнутого профиля - Известия ВУЗов "Машиностроение", 1968, №5.

4. Романенко Н.Т., Соллогуб В.Н., Прудников С.Н. О возможности расчетной оценки влияния профиля регулирующей заслонки на величину гидродинамического крутящего момента. - Известия ВУЗов "Машиностроение", 1968, №7.

5. Прудников С.Н., Романенко Н.Т., Соллогуб В.Н. Исследование регулирующих дроссельных заслонок пневматических мембранных исполнительных устройств. Тезисы Всесоюзного симпозиума по пневматическим /газовым/ приводам и системам управления. Тула, 1968 .

6. Романенко Н.Т., Прудников С.Н., Соллогуб В.Н. Исследование дроссельных заслонок систем автоматического регулирования компрессорных и вакуумных установок. В сб. "Исследования в области компрессорных машин", "Будивельник", Киев, 1970.

7. Романенко Н.Т., Прудников С.Н., Куликов Ю.Ф. Исследование приводов перекрывающих устройств в пневматических системах. - Известия ВУЗов "Машиностроение", 1971, №3.

Основные положения работы докладывались и обсуждались на Всесоюзном симпозиуме по пневматическим /газовым/ приводам и системам управления /г.Тула/, II Всесоюзной научно-технической конференции по компрессорным и вакуумным машинам /г.Ленинград/.

