

05.13.07

Б754

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

БОДРОВ Валерий Владимирович

АВТОМАТИЗАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ КОНСТРУКЦИЙ
ПНЕВМОИМПУЛЬСНЫМИ НАГРУЖАТЕЛЯМИ

Специальность 05.13.07 - Автоматизация технологических
процессов и производств

Автореферат на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск - 1990

Работа выполнена в Челябинском политехническом институте имени Ленинского комсомола.

Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент Палей Г.Э.

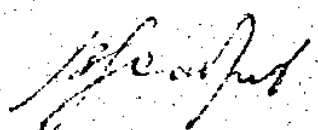
Официальные
оппоненты - доктор технических наук,
профессор Гафиятуллин Р.Х.
- кандидат технических наук,
доцент Вулах Г.Я.

Ведущая организация Конструкторское бюро
машиностроения

Защита состоится 21 декабря 1990 года в 15 часов,
на заседании специализированного совета К.053.13.04 в Челя-
бинском Государственном техническом университете, аудитория
244 (454044, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76)

Автореферат разослан _____ ноября 1990 года.

Ученый секретарь
специализированного
совета

 А. П. Сибрин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В настоящее время одним из основных способов обеспечения надежности и качества изделий новой техники является проведение экспериментальной отработки изделий на предполагаемые нагрузки.

Можно выделить ряд изделий новой техники, эксплуатация которой сопровождается взаимодействием поверхности изделия со сверхзвуковыми потоками и струями газа, что приводит к возникновению силовых, вибрационных и акустических воздействий. Воспроизведение таких нагрузок потребовало создания нового испытательного оборудования, основным элементом которого является пневмоимпульсный нагрузочатель. Пневмоимпульсный нагрузочатель используется для воздействия на испытываемое изделие энергией сверхзвуковой газовой струи. При этом особенно актуальной становится проблема разработки и создания систем управления испытаниями, позволяющими адекватно воспроизводить задаваемые нагрузки.

Данная работа выполнена в соответствии с планом государственной научно-технической программы "Надежность", этап II.03.Н2 "Разработать и внедрить перспективные методы исследования прочности материалов и конструкций".

Цель работы. Разработка системы автоматического управления силовым воздействием пневмоимпульсного нагрузочателя на испытываемую конструкцию.

Задача работы. Для достижения поставленной цели необходимо решение ряда задач.

Выявление основных особенностей проведения динамических испытаний с использованием пневмоимпульсных нагрузочателей и их влияния на точность воспроизведения силового воздействия.

Определение сил, действующих на привод затвора пневмоимпульсного нагрузочателя.

Анализ математической модели пневмоимпульсного нагрузочателя и исследование его динамических характеристик.

Разработка методики определения энергетических параметров привода пневмоимпульсного нагрузочателя, необходимых для реализации требуемой программы силового нагружения.

Разработка предложений по технической реализации систем автоматического управления силовым воздействием пневмоимпульс-

ных нагрузателей на элементы конструкций.

Методы исследования. Для решения поставленных задач используются методы аэрогазодинамики, теории автоматического регулирования, теории планирования и обработки эксперимента. Экспериментальная проверка полученных результатов осуществлялась на специально разработанном стенде.

Научная новизна работы.

1. Объектом исследования является пневмоимпульсный нагрузатель - новый элемент стендового оборудования для динамических испытаний конструкций.

2. Исследована аэродинамическая сила, действующая со стороны потока газа на затвор пневмоимпульсного нагрузателя, и выявлено влияние этой силы на динамические характеристики привода пневмоимпульсного нагрузателя в условиях стационарного и нестационарного давления сжатого газа в камере.

3. Получены зависимости для определения мощности привода, достаточной для отработки заданной программы нагружения. Оценено влияние величины объема камеры сжатого газа на выбор энергетических параметров привода.

Практическая ценность:

- получены расчетные и экспериментальные зависимости для определения величины аэродинамической силы и уровня силового воздействия пневмоимпульсного нагрузателя на преграду;

- разработана методика энергетического расчета привода пневмоимпульсного нагрузателя для случая нестационарного давления в камере сжатого газа и заданной программе силового нагружения;

- разработана конструкция привода пневмоимпульсного нагрузателя с возможностью частичной компенсации действия на затвор аэродинамической силы.

- разработаны предложения по технической реализации системы автоматического управления силовым воздействием пневмоимпульсных нагрузателей на объект испытания.

Реализация работы. Результаты проведенного теоретического и экспериментального исследования использованы при разработке испытательного оборудования и проведения динамических испытаний на предприятии "Конструкторское бюро машиностроения".

Апробация работы. Основные положения и результаты диссер-

тационной работы докладывались и обсуждались на 40-43 научно-технических конференциях ЧПИ (1987-1990 гг.); на региональных конференциях "Гидравлика и гидропневмопривод машин, автоматов и промышленных роботов в машиностроении" (г. Севастополь, 1989-1990 гг.); на Всесоюзном совещании "Пневмогидроавтоматика и пневмопривод" (г. Суздаль, 1990 г.); на республиканской конференции "Фундаментальные и прикладные проблемы космонавтики" (г. Киев, 1990 г.); на Всесоюзной научно-технической конференции "Проблемы динамики пневмогидравлических и топливных систем летательных аппаратов" (г. Куйбышев, 1990 г.); на отраслевом совещании "Динамические нагружения, методы и режимы виброиспытаний изделий" (г. Миасс, 1990 г.).

Публикации. По материалам проведенных исследований опубликовано 3 печатных работы.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованной литературы (102 наименования) и акта о внедрении. Основная часть работы содержит 133 страницы машинописного текста, 55 страниц иллюстраций, 3 таблицы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

ВО ВВЕДЕНИИ показана актуальность темы исследования, научная новизна и практическая ценность диссертационной работы.

Для воссоздания реальных условий эксплуатации изделий новой техники, сопровождающейся взаимодействием их поверхности со сверхзвуковыми струями и потоками газа возникла необходимость создания стенда для динамических испытаний, основным элементом которого является пневмоимпульсный нагружатель.

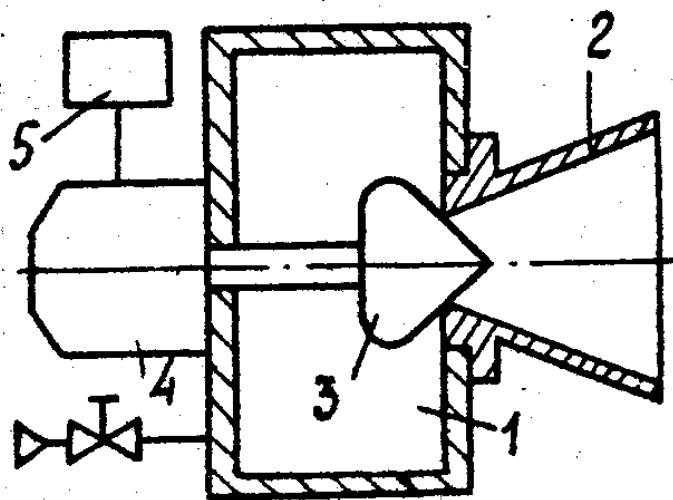


Рис. 1

На рис. 1 изображена принципиальная схема пневмоимпульсного нагружателя, включающая в себя камеру сжатого газа 1; сверхзвуковое сопло 2; затвор 3, размещенный в критическом сечении сопла; привод 4 перемещения затвора, с обратной связью по положению; устройство формирования управляющих сигналов 5, отраба -

тываемых приводом. При перемещении затвора, между его поверхностью и соплом образуется критическое сечение, в форме кольцевой щели, через которое происходит истечение газа из камеры и дальнейший его разгон до сверхзвуковой скорости. Направляя сформированную таким образом сверхзвуковую струю на испытываемую конструкцию и изменяя величину смещения затвора, можно создать на ее поверхности различные уровни нагружающего воздействия.

В ПЕРВОЙ ГЛАВЕ анализируется взаимодействие сверхзвуковых газовых струй с поверхностью конструкций, проведен сравнительный анализ известных устройств для динамических испытаний, рассмотрены особенности проведения испытаний с пневмоимпульсными нагружателями, сформированы цель и задачи исследования.

Взаимодействие одиночной сверхзвуковой газовой струи с преградой характеризуется сложной ударно-волновой структурой, чередованием сверхзвуковых и дозвуковых областей течения, возникновением, при определенных условиях, циркуляционных зон и нестационарных режимов.

В результате торможения падающей струи устанавливается режим натекания, который характеризуется преобразованием кинетической энергии струи в энергию силового воздействия на преграду. При этом, в зависимости от условий взаимодействия, может возникать автоколебательный нестационарный режим, проявляющийся в периодических пульсациях давления.

Важную роль в появлении пульсаций давления на преграде играет вязкое перемешивание газа, которое вызывает сильную турбулилизацию течения.

Натекание сверхзвуковой газовой струи на преграду также сопровождается излучением акустического шума.

Как показывает практика, при взаимодействии ряда изделий новой техники со сверхзвуковыми потоками и струями газа, на их поверхности возникают значительные динамические нагрузки, представляющие собой последовательность импульсов силового воздействия с наложенным на них интенсивным вибрационным и акустическим фоном. Воспроизведение таких нагрузок с помощью известных устройств для динамических испытаний затруднительно, в результате чего появилась необходимость применения пневмоимпульсных нагружателей.

Испытания конструкций с применением пневмоимпульсных нагрузателей обладают рядом особенностей, из которых необходимо выделить следующие:

- воздействие формируемой нагрузателем струи носит комплексный характер и сопровождается силовыми, ударными, вибрационными, акустическими нагрузками;
- передача динамического воздействия на объект испытания происходит непосредственно, без промежуточных звеньев типа элементов крепления, искажающих воспринимаемый сигнал;
- основным регулирующим органом, позволяющим изменять режимы воспроизводимого воздействия является привод затвора нагрузателя;
- истечение газа из камеры нагрузателя вызывает падение давления в ней, что приводит к искажению обрабатываемой программы испытаний;
- большинство испытываемых конструкций не допускают установки на них каких-либо датчиков, позволяющих организовать обратную связь по нагружаемому воздействию.

ВО ВТОРОЙ ГЛАВЕ рассматриваются силы, действующие на привод затвора пневмоимпульсного нагрузателя, проводятся теоретические исследования математической модели нагрузателя и анализ его динамических характеристик.

Если для перемещения затвора используется электрогидравлический следящий привод, то уравнение сил действующих на затвор, в проекции на его ось, можно записать в виде

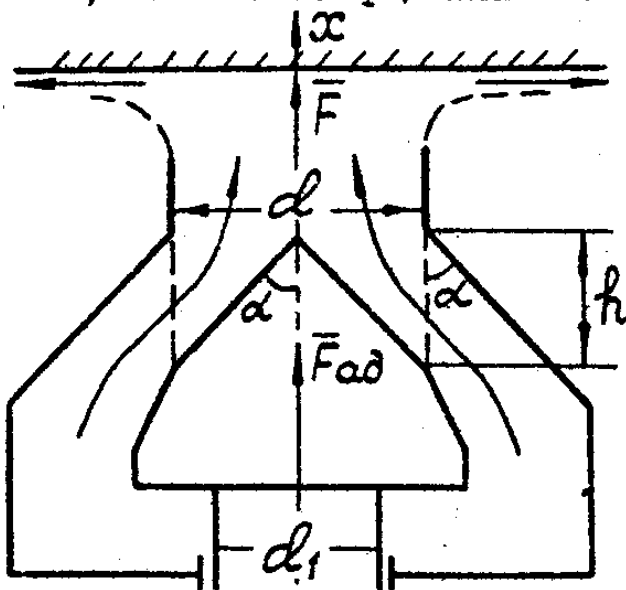
$$-\Delta P A_n + F_{тр} + m \ddot{h} + F_{ад} = 0, \quad (I)$$

где ΔP - перепад давления в полостях гидроцилиндра; A_n - рабочая площадь поршня; $F_{тр}$ - диссипативные силы трения; m - приведенная масса подвижных частей гидропривода и затвора; \ddot{h} - ускорение затвора; $F_{ад}$ - аэродинамическая сила.

Для определения аэродинамической силы и силы, действующей со стороны сверхзвуковой струи на преграду, рассмотрим идеализированную схему нагрузателя, изображенную на рис. 2. Основными параметрами расчета являются: d_1 - диаметр штока затвора; α - угол раствора конуса затвора; d - диаметр сопла в точке касания затвора; h - величина открытия затвора.

Воспользуемся теоремой об изменении количества движения среды, протекающей сквозь выделенный объем и примем следующие

допущения: отношение величины открытия затвора к диаметру сопла мало; газ считаем идеальным; режим истечения сверхкритический; весом и инерционными свойствами газа, трением между его



слоями, теплообменом со стенками и окружающей средой пренебрегаем; давление и скорости в живых сечениях потока распределены равномерно; истечение происходит в атмосферу.

В результате получаем следующие выражения для расчета аэродинамической силы и силы F действующей на преграду.

Рис. 2

$$F_{00} = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) \cdot P_K + K_h \cdot P_K \cdot h;$$

$$F = K_F \cdot P_K \cdot h;$$

(2)

$$K_h = \pi \cdot d \cdot \sin \alpha \sqrt{K} \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K+1}{2(K-1)}} \times$$

$$\times \left(\sqrt{\frac{2K}{K+1}} \sin 45^\circ - \sqrt{\frac{2K}{K-1}} \cos \frac{\alpha}{2} \right);$$

$$K_F = \pi \cdot d \cdot \sqrt{\frac{2K^2}{K-1}} \cdot \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K+1}{2(K-1)}} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2};$$

где P_K - давление в камере нагрешателя; K - показатель адиабаты.

Силовое воздействие на преграду, при этом следует понимать как усредненную величину.

Пусть в момент $t=0$ происходит открытие затвора, тогда пренебрегая тепловым взаимодействием между газом и стенками камеры, и, учитывая, что температура газа в камере за время истечения изменяется незначительно, закон изменения давления газа в камере можно представить в виде:

$$P_K = P_K^0 \cdot \exp \left[- \frac{A h}{V_K} \int_0^t h(t) dt \right];$$

$$A_k = \mu \cdot \kappa \cdot R \cdot m \cdot \pi \cdot d \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{T_k^0};$$

$$m = \left[\frac{\kappa}{R} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (3)$$

или

$$P_k = P_k^0 - \int_0^t \frac{\kappa-1}{\kappa \cdot V_k} \cdot i_k^0 \cdot F(t) dt;$$

$$\kappa_n = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1}} \cdot R \cdot T_k \cdot \cos \frac{\alpha}{2}; \quad i_k^0 = \frac{\kappa}{\kappa-1} R \cdot T_k^0, \quad (4)$$

где P_k^0 - начальное давление в камере; T_k^0 - температура в камере; μ - коэффициент расхода газа через сопло; R - универсальная газовая постоянная.

С учетом достаточно строгих и широко применяемых допущений математическая модель пневмоимпульсного нагружателя описывается системой уравнений (5). При этом силой трения ввиду ее относительно малой величины пренебрегаем.

$$A_k \cdot \Delta P = m \dot{h} + \frac{\pi}{4} (a^2 - a_1^2) \cdot P_k + \kappa_n \cdot P_k \cdot h;$$

$$Q = \kappa_{QP} \cdot \Delta P;$$

$$Q = Q_{ЭГ} - A_k \cdot \dot{h} - \frac{V_0}{2E} \cdot \Delta \dot{P};$$

$$T_{ЭГ} \cdot \dot{Q}_{ЭГ} + Q_{ЭГ} = \kappa_{ЭГ} \cdot \Delta I;$$

$$\Delta I = \kappa_{пр} (U_{вх} - \kappa_{ос} \cdot \kappa_{дос} \cdot h);$$

$$P_k = P_k^0 \cdot \exp \left[- \frac{A_k}{V_k} \int_0^t h(t) dt \right];$$

$$F = \kappa_F \cdot P_k \cdot h,$$

(5)

где Q - расход жидкости поступающей в гидроцилиндр; κ_{QP} - коэффициент скольжения по расходу; $Q_{ЭГ}$ - расход на выходе электрогидравлического усилителя мощности; $\kappa_{ЭГ}$ - коэффициент усиления электрогидравлического усилителя; $T_{ЭГ}$ - постоянная времени электрогидравлического усилителя; V_0 - объем сжимаемой жидкости в каналах и камере гидроцилиндра при среднем положении поршня; E - приведенный модуль упругости рабочей жидкости; ΔI - ток управления с выхода электронного усилителя; $\kappa_{пр}$ - коэффициент усиления в прямой цепи электронного

усилителя; K_{oc} - коэффициент усиления в цепи обратной связи электронного усилителя; $K_{дос}$ - коэффициент передачи датчика обратной связи по перемещению; $U_{вх}$ - входной сигнал напряжения с выхода задатчика. Допустим, что величина давления в камере не зависит от открытия затвора и изменяется произвольным образом.

Применяя метод "замороженных" коэффициентов" и преобразуя по Лапласу уравнения системы (5), передаточную функцию разомкнутого контура привода нагрузателя можно представить в виде

$$W_{np}(s) = \frac{h(s)}{U_{вх}(s)} = \frac{K_0}{(T_n s - 1)(T_{эр} s + 1)(T_{гн} s^2 + 2T_{гн} \zeta_{гн} s + 1)}; \quad (6)$$

$$K_0 = \frac{K_{np} \cdot K_{oc} \cdot K_{дос} \cdot A_n \cdot K_{эр}}{K_n \cdot P_k \cdot K_{qp}}; \quad T_{гн} = \sqrt{\frac{m V_0}{2EA_n}};$$

$$T_n = \frac{A_n^2}{K_{qp} \cdot K_n \cdot P_k}; \quad T_{гн} = \sqrt{\frac{m V_0}{2EA_n}}.$$

Отсюда следует, что действие на затвор нагрузателя аэродинамической силы приводит к появлению в передаточной функции разомкнутого контура аperiodического неминимально-фазового звена. Причем коэффициент усиления разомкнутой цепи и постоянная времени этого звена являются функцией давления газа в камере.

На рис. 3 построены ЛЧХ передаточной функции разомкнутого контура для реального привода при различных давлениях газа в камере. Из построенных ЛЧХ следует, что увеличение давления в камере изменяет амплитудную и фазовую частотные характеристики в области низких частот не приводя к существенным изменениям динамических характеристик привода. Степень влияния будет тем меньше, чем сильнее будет неравенство $\omega_{ср} \gg 1/T_n$.

Если замкнуть обратную связь по силовому воздействию струи нагрузателя на преграду, то передаточная функция разомкнутого контура такой системы будет иметь вид

$$W_H(s) = \frac{F(s)}{U_{вх}(s)} = \frac{K_{np} \cdot K_{oc} \cdot K_{дос} \cdot A_n \cdot K_{эр} \cdot K_F / K_n \cdot K_{qp}}{(T_n s - 1)(T_{эр} s + 1)(T_{гн} s^2 + 2T_{гн} \zeta_{гн} s + 1)}. \quad (7)$$

При этом коэффициент усиления разомкнутой цепи становится независимым от давления газа в камере и динамика такой системы практически не будет отличаться от аналогичных характеристик привода нагрузателя, замкнутого по перемещению.

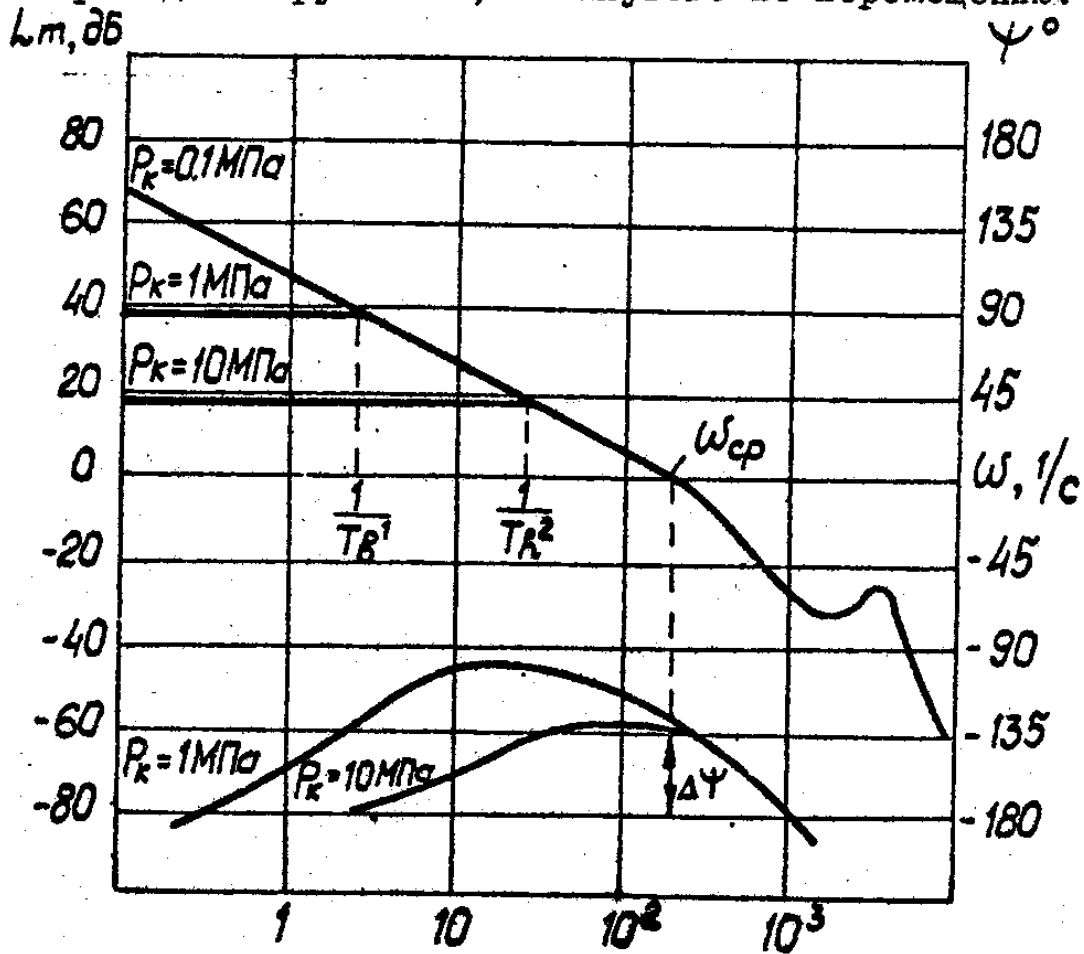


Рис. 3

В ТРЕТЬЕЙ ГЛАВЕ описывается устройство экспериментальной установки и методика проведения исследований, анализируются результаты испытаний и проводится сравнение их с результатами аналитических исследований.

Экспериментальная установка включает в себя ферму крепления с установленным на ней пневмоимпульсным нагрузателем; насосную станцию подачи рабочей жидкости к приводу перемещения затвора; пульт подвода сжатого воздуха; тестовую площадку с датчиками нагружающего воздействия.

Во время испытаний измерялись давление и температура воздуха в камере, величина открытия затвора, давление рабочей жидкости в полостях гидроцилиндра, динамическое и акустическое давление на поверхности тестовой площадки, усилие воздействия струи на тестовую площадку. Сигналы с датчиков регистрировались с единой отметкой времени.

Для анализа характеристик воздействия нагрузателя про-

водилась обработка результатов измерения динамического давления, акустического давления и усилия на тестовой площадке. Аэродинамическая сила определялась по перепаду давления в полостях гидроцилиндра. Обработка включала в себя: вывод всех реализаций зарегистрированных процессов; определение зависимости средних квадратических отклонений (СКО) процессов от времени; получение спектров Фурье процессов.

Проведенные эксперименты подтверждают принципиальную возможность воспроизведения пневмоимпульсным нагрузателем последовательности импульсов силового воздействия с наложенным на них интенсивным вибрационным и акустическим фоном.

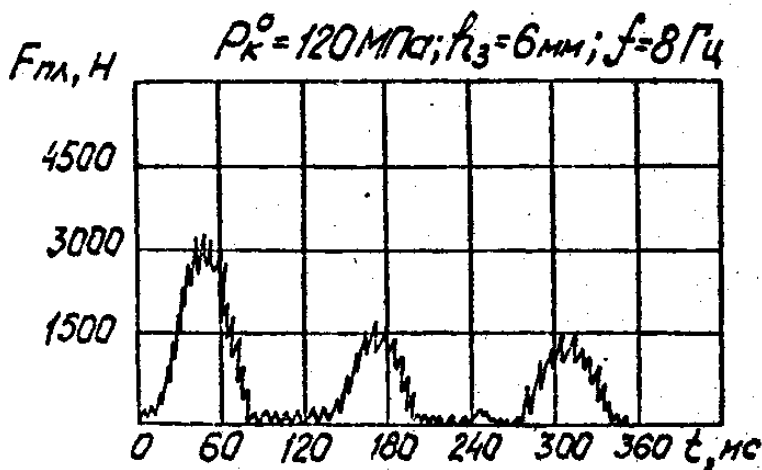


Рис. 4

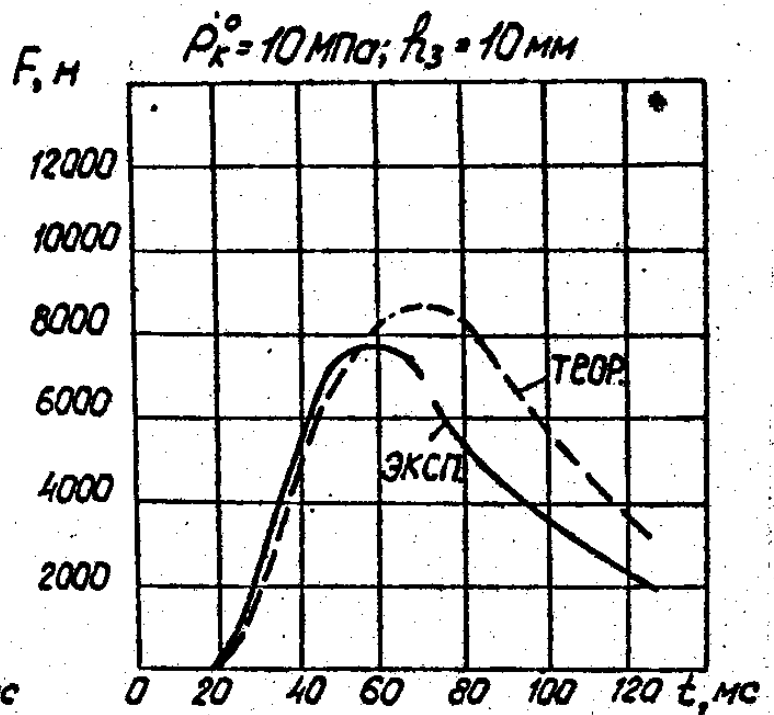


Рис. 5

На рис. 4 изображена реализация зависимости усилия воздействия струи на тестовую площадку, замеренная датчиком силы, при отработке гидроприводом серии прямоугольных импульсов с частотой $f = 8$ Гц, начальным давлением в камере $P_k^\circ = 120$ МПа, максимальным открытием затвора $h_z = 6$ мм. Средне-квадратическое отклонение усилия воздействия струи может достигать величины 1000 Н с частотами колебаний до 1000 Гц. Акустическое воздействие распределено по поверхности со средним уровнем акустической мощности около 195 dB .

С целью проверки теоретических зависимостей, полученных для аэродинамической силы и силы воздействия струи на прегра-

ду данные экспериментов были обработаны методами регрессии - ного анализа. В результате было установлено, что теоретические зависимости достаточно хорошо описывают экспериментальные данные в диапазоне открытий $h \leq h/3$, где h - открытие затвора, соответствующее максимально возможной, для данного нагружателя, площади критического сечения. Отклонение теоретических зависимостей от регрессионных не превышает 12% для силового воздействия струи на площадку и 20% для аэродинамической силы.

На рис. 5 изображены сглаженная экспериментальная и теоретическая зависимость, построенная по математической модели нагружателя. Начальное давление в камере $P_k^0 = 10$ МПа; задаваемое ступенчатое открытие затвора $h_z = 10$ мм; объем камеры сжатого газа $V = 28$ дм³. Сравнение показывает, что математическая модель в целом отражает реальный процесс воспроизведения усилия.

В ЧЕТВЕРТОЙ ГЛАВЕ рассматриваются общие принципы энергетического синтеза привода пневмоимпульсного нагружателя и особенности определения энергетических характеристик привода по заданной программе силового нагружения.

Выбор мощности привода пневмоимпульсного нагружателя и его энергетических параметров должен осуществляться из условия отработки с требуемой точностью заданной программы силового воздействия на объект испытания.

Отличие воспроизводимого воздействия от заданного может быть обусловлено газодинамическими эффектами распространения и натекания на преграду сверхзвуковой газовой струи, проявляющимися в случайных пульсациях уровня силового воздействия; ограниченным запасом газа в камере, необеспечивающим воспроизведение всей программы нагружения; недостаточными динамическими возможностями привода перемещения затвора; неправильным выбором энергетических параметров привода.

Наличие случайных пульсационных составляющих силового воздействия струи нагружателя является его характерным свойством и присуще ему независимо от выбора параметров привода. Если максимально достижимое давление в камере равно P_k^0 , а величина открытия затвора ограничена величиной $h_0 = h/3$, то с учетом выражений (2) и (4) можно определить минимально необ-

ходимый, для отработки программы нагружения, объем камеры

$$V_K^{min} = \sup \left\{ \frac{K_F \cdot H_0 \cdot (K-1) i_K \int_0^t F(t) dt}{K_n [H_0 \cdot K_F \cdot P_K - F(t)]} \right\}. \quad (8)$$

Зададим требование к точности воспроизведения программы нагружения в форме желаемого дифференциального уравнения, например

$$T^2 \ddot{F}(t) + 2Tz \dot{F}(t) + F(t) = F_n(t), \quad (9)$$

где $F_n(t)$ - задаваемая программа силового воздействия; $F(t)$ - воспроизводимое силовое воздействие.

Поскольку динамика воспроизведения силового воздействия практически идентична динамике перемещения затвора, аналогичное уравнение можно записать для перемещений

$$T^2 \ddot{h}(t) + 2Tz \dot{h}(t) + h(t) = h_n(t), \quad (10)$$

где $h_n(t)$ - задаваемое перемещение затвора; $h(t)$ - воспроизводимое перемещение.

Решая совместно (2), (4), (9) и (10), получаем, что воспроизводимое перемещение является решением линейного дифференциального уравнения с переменными коэффициентами

$$A_1(t) \ddot{h}(t) + A_2(t) \dot{h}(t) + A_3(t) \cdot h(t) = F_n(t), \quad (11)$$

где $A_1(t), A_2(t), A_3(t)$ функции от $F_n(t)$.

Решив численно это уравнение, можно построить нагрузочную характеристику привода:

$$F_H = m \cdot \ddot{h}(t) - \frac{|K_n|}{K_F} \cdot F(t) - \frac{\pi}{4} (\alpha^2 - \alpha_1^2) P_n; \quad (12)$$

$$V = \dot{h}(t),$$

где V - скорость перемещения рабочего органа привода; F_n - усилие на рабочем органе.

Дальнейшая последовательность действий по выбору энергетических параметров осуществляется известными методами и включает: построение механической характеристики привода из условия постоянного превышения его располагаемой мощности над требуемой при всех сочетаниях заданных скоростей и действующих сил; выбор из всех возможных механических характеристик такую, которая обеспечивает заданное движение рабочего органа с наименьшей потребляемой мощностью; определение по механической характеристике энергетических параметров привода - максимальная

ное усилие, развиваемое приводом, скорость холостого хода, мощность.

Если программа нагружения представляет собой последовательность импульсов трапецеидальной формы, то можно применить метод эквивалентного синусоидального цикла. Этот метод используется на первом этапе энергетического расчета привода, когда трудно еще судить о возможных параметрах его динамической модели.

Пусть запас газа, необходимый для выполнения требуемой программы силового воздействия, обеспечивается выбором соответствующего объема камеры.

Рассмотрим случай, когда программа силового воздействия задана в виде последовательности из I одинаковых импульсов трапецеидальной формы (рис. 6). По мере истечения газа, при

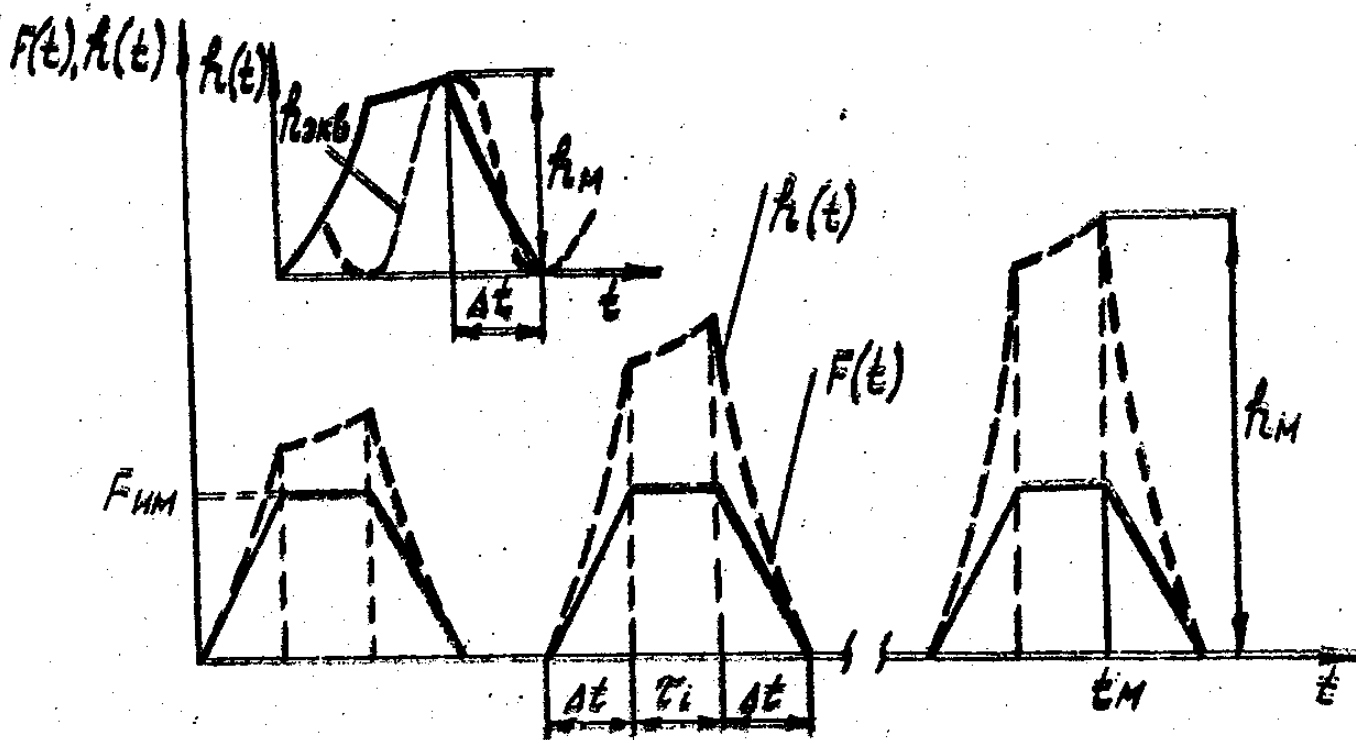


Рис. 6

отработке программы, давление в камере нагружателя будет уменьшаться, следовательно, для поддержания уровня силового воздействия нужно корректировать величину открытия затвора. Максимальная величина открытия k_M достигается в точке t_M последнего импульса последовательности.

Наиболее неблагоприятный, по нагрузке на привод, режим будет иметь вид

$$k_{экв}(t) = \frac{k_M}{2} + \frac{k_M}{2} \cdot \cos \frac{\pi}{\Delta t} \cdot t.$$

Нагрузочная характеристика при этом принимает вид эллипса смещенного относительно оси V . Анализ нагрузочной характеристики показывает, что:

- требуемая мощность привода обратно пропорциональна величине объема камеры;
- при заданном объеме камеры требуемая мощность имеет минимум, если в направлении закрытия затвора действует дополнительная компенсирующая сила

$$F_{\text{комп}} = \frac{|K_R|}{2K_F} F_{\text{им}} \quad (13)$$

- минимально необходимый объем камеры нагружателя, достаточный для отработки такой программы будет определяться

$$V_K^{\text{min}} = \frac{K_F \cdot H_0 \cdot (K-1) \cdot i_K^0 \cdot F_{\text{им}} \left(\sum_{i=1}^I \tau_i + \Delta t \frac{2I-1}{2} \right)}{K_R \cdot (H_0 \cdot K_F \cdot P_R^0 - F_{\text{им}})} \quad (14)$$

При этом требуемая мощность привода будет максимально возможной

$$N_{\text{max}} = \frac{3\sqrt{2}}{16} \cdot \frac{\pi \cdot H_0}{\Delta t} \left(\frac{|K_R|}{K_F} \cdot F_{\text{им}} + \frac{\pi^2 \cdot H_0 \cdot m}{\Delta t^2} \right) \quad (15)$$

- абсолютный минимум требуемой мощности привода имеет место при постоянном давлении газа в камере.

$$N_{\text{min}} = \frac{3\sqrt{2}}{4} \cdot \frac{F_{\text{им}}^2 \cdot \pi}{K_F^2 \cdot P_R^0 \cdot \Delta t} \left(|K_R| + \frac{\pi \cdot m}{P_R^0 \cdot \Delta t^2} \right) \quad (16)$$

Таким образом, выбор энергетических параметров привода нагружателя следует осуществлять с учетом назначаемого объема.

В ПЯТОЙ ГЛАВЕ на основании проведенных исследований разрабатываются предложения по технической реализации системы управления силовым воздействием пневмоимпульсных нагружателей на объект испытания.

В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований можно сформулировать требования к системе управления силовым воздействием на испытуемое изделие.

I. Конструкция привода системы должна быть выполнена с возможностью создания дополнительной компенсирующей силы, направленной на закрытие затвора. Необходимо обеспечить ре-

гулирование величины этой силы и поддержание ее на заданном уровне.

2. Система управления силовым воздействием на испытуемый объект должна обеспечивать воспроизведение задаваемой программы нагружения и в том случае, когда объект не допускает установки на него датчиков обратной связи.

Для обеспечения возможности регулирования величины компенсирующей силы и поддержания ее на заданном уровне при отработке нагрузателем программы силового воздействия, конструкции привода перемещения затвора предлагается выполнять по схеме, изображенной на рис. 7.

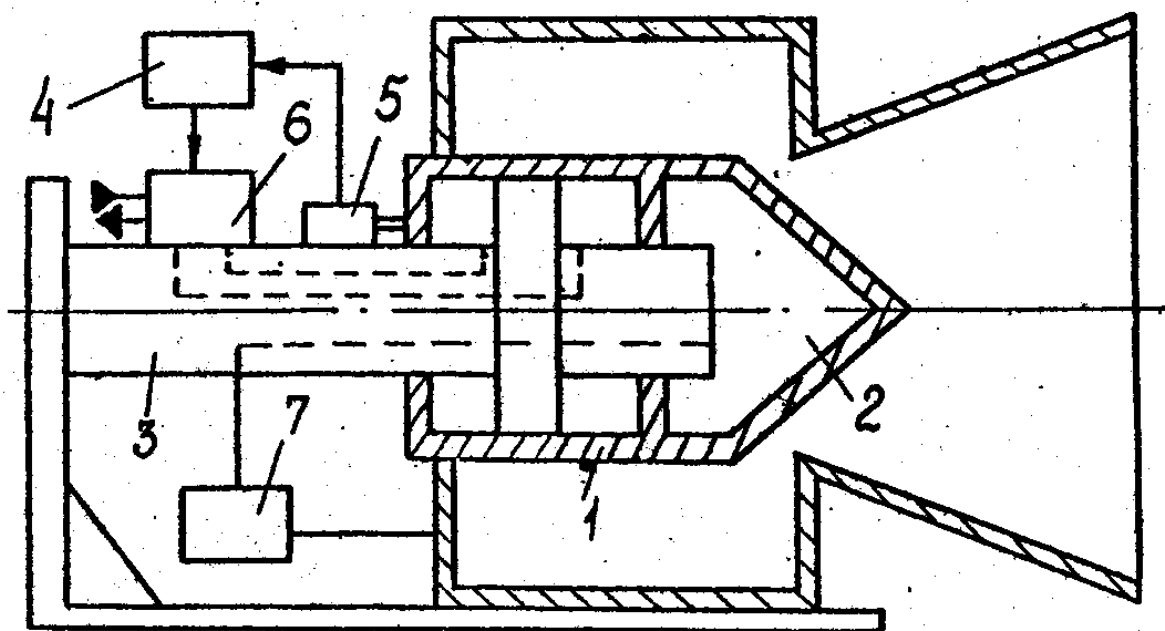


Рис. 7

При этом исполнительный механизм привода размещен в корпусе затвора I, который представляет собой гидроцилиндр с двухсторонним штоком 3, один торец которого неподвижно закреплен на основании. Рабочие полости исполнительного механизма через соединительные каналы в штоке связаны с источником питания через электрогидравлический усилитель мощности 6, который электрически связан с системой управления приводом 4. Обратная связь по положению затвора осуществляется датчиком 5, установленным на штоке. Со стороны второго торца штока в корпусе затвора выполнена дополнительная камера 2. Дополнительная камера через соединяющий канал в штоке связана с источником 7 сжатого газа с возможностью регулирования величины давления

в дополнительной камере.

На рис. 8 изображен схематичный вид стенда для динамических испытаний с системой управления, обеспечивающей возможность отработки заданной программы нагружения на изделия не допускающие установку на них датчиков обратной связи.

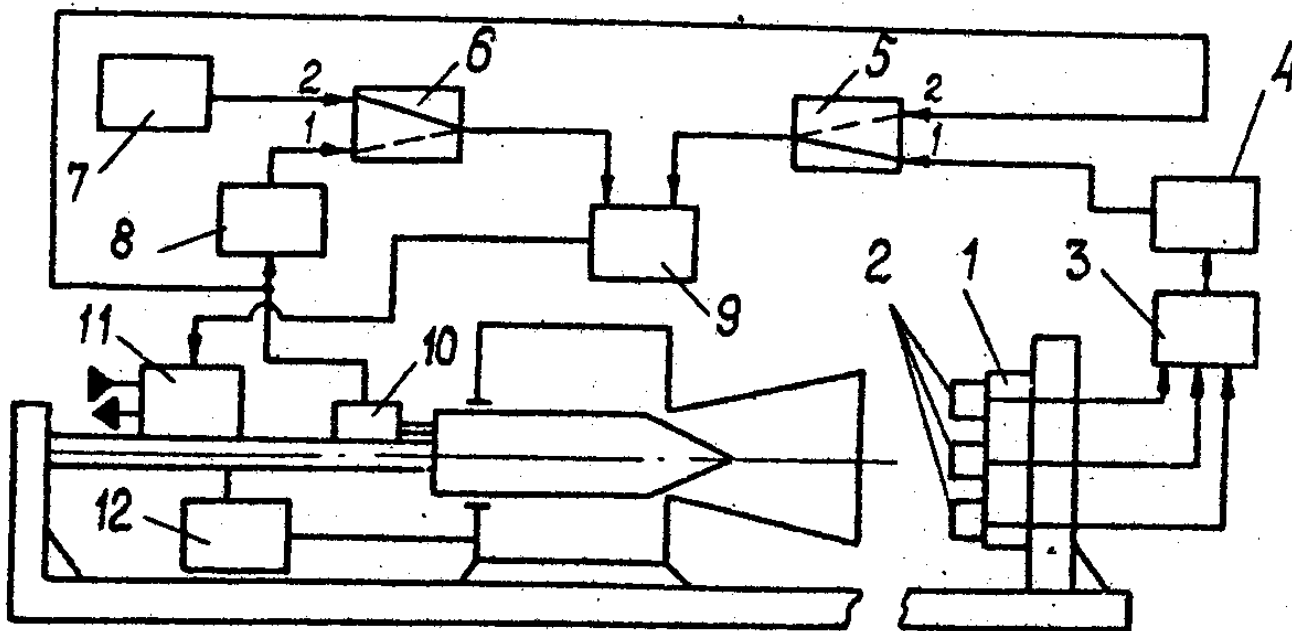


Рис. 8

Испытания проводят в два этапа.

На первом этапе устанавливают тестовую площадку I, которая в местах контакта со сверхзвуковой струей копирует форму испытываемого изделия. Датчики нагружающего воздействия 2 размещают на тестовой площадке. Для усреднения и фильтрации измеренных сигналов используют блоки 3 и 4. В камере с помощью источника сжатого газа 12 создают требуемое давление. Ключ 6 переводят в положение 2, а ключ 5 в положение I, в результате чего организуется контур управления с обратной связью по нагружающему воздействию, измеренному датчиками, установленными на тестовой площадке. Этот контур обеспечивает отработку заданной программы силового воздействия от датчика 7, при этом процесс изменения величины открытия затвора записывается в записывающе-воспроизводящем устройстве 8, на которое поступает сигнал от датчика перемещения 10. Первый этап испытаний заканчивается после отработки всей программы нагружения. В результате на записывающе-воспроиз-

всдяхем устройстве образуется запись изменения величины открытия затвора, соответствующая воспроизводимой программе нагружающего воздействия, в условиях нестационарного давления в камере сжатого газа.

На втором этапе испытания вместо тестовой площадки устанавливается испытуемый объект. В камере создают давление газа той же величины, что и на первом этапе. Ключ 6 переводят в положение I, а ключ 5 в положение 2. При этом образуется контур управления с обратной связью по перемещению затвора. Он включает в себя: датчик перемещения затвора IO, сумматор 9, электрогидравлический усилитель мощности II. На второй вход сумматора поступает сигнал от записывающе-воспроизводящего устройства.

Поскольку на втором этапе происходит отработка сигнала перемещения затвора, записанного на первом этапе испытаний с тестовой площадкой, то тем самым обеспечивается идентичность силового воздействия на объект испытания и тестовую площадку.

Может быть предложен и другой вариант системы управления. Особенность этой схемы заключается в том, что силовое воздействие на объект испытания можно представить в виде

$$F = K_{оп} \cdot P_k \cdot h,$$

где $K_{оп}$ - коэффициент зависящий от формы объекта, расстояния до него от среза сопла и условий проведения испытания. При этом на этапе тестовой отработки определяют величину этого коэффициента, а на этапе рабочего испытания замыкают обратную связь по произведению текущих значений P_k и h , с коэффициентом пропорциональности равным $K_{оп}$.

Выбор того или иного варианта построения системы управления воспроизведением силового нагружения предполагает дополнительный анализ, учитывающий конкретный вид объекта испытания, уровней необходимых нагружающих воздействий, условий проведения испытаний.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

I. Пневмоимпульсный нагружатель с электрогидравлическим приводом перемещения затвора является наиболее эффективным

средством для моделирования взаимодействий конструкций со сверхзвуковыми потоками газа и позволяет воспроизводить требуемую программу силового воздействия в комплексе с интенсивными вибрационными и акустическими нагрузками.

2. Пневмоимпульсный нагрузатель, как объект управления, представляет собой сложную динамическую систему распределения и преобразования энергии сжатого газа в камере в энергию истекающей сверхзвуковой струи. Распределение энергии осуществляется приводом перемещения затвора. При этом, ввиду конечного запаса сжатого газа, параметры силового воздействия на конструкцию и величина аэродинамической силы, действующей на затвор становятся нестационарными и зависят от давления газа в камере.

3. Нагрузка на привод пневмоимпульсного нагрузателя определяется, в основном, действием на затвор аэродинамической силы истекающего потока газа. Аэродинамическая сила в области малых перемещений затвора представляема в виде суммы двух составляющих. Первая составляющая пропорциональна давлению газа в камере и в зависимости от конструкции затвора может быть направлена на его закрытие или открытие. Вторая составляющая пропорциональна произведению величин давления газа в камере и открытия затвора нагрузателя и всегда направлена на открытие затвора. Абсолютная величина аэродинамической силы сравнима с уровнем силового воздействия нагрузателя на объект испытания.

4. Проведенные исследования показали, что нестационарность давления газа в камере нагрузателя практически не оказывает влияния на динамические характеристики привода перемещения затвора, но является существенным фактором при выборе его энергетических характеристик.

5. Разработанная методика энергетического синтеза привода пневмоимпульсного нагрузателя позволяет осуществить выбор его энергетических параметров по заданной программе силового воздействия на объект испытания. Получены расчетные зависимости для оценки энергетических параметров в случае, когда программа задана в виде последовательности импульсов силового воздействия трапецеидальной формы. Выбор мощности привода при нестационарном давлении газа в камере должен осуществлять-

ся с учетом величины объема камеры. Величина мощности ограничена сверху случаем, когда объем камеры обеспечивает минимальный запас газа, достаточный для отработки программы нагружения, и снизу значением мощности, рассчитанным для стационарного давления газа в камере.

6. Разработанная конструкция привода пневмоимпульсного нагружателя, позволяет частично компенсировать аэродинамическую силу, действующую на затвор, что позволяет улучшить динамические характеристики привода или уменьшить его необходимую мощность. Предложено два варианта построения системы управления силовым воздействием пневмоимпульсных нагружателей на объект испытания, в условиях нестационарного давления в камере. Их особенностью является возможность отработки заданной программы нагружения на изделия, не допускающие установки датчиков обратной связи.

Основные научные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:

- Бодров В.В., Палей Г.Э. Динамика клапана при сверхкритическом истечении газа. - В кн.: Фундаментальные и прикладные проблемы космонавтики: Тезисы докладов У Королевских чтений II республиканской конференции. Киев, 1990. - с. 14.

- Бодров В.В., Палей Г.Э. Расчет энергетических характеристик гидропривода под действием нестационарной позиционной нагрузки. - В кн.: Проблемы динамики пневмогидравлических и топливных систем летательных аппаратов. Тез. Всесоюзной конференции. Куйбышев, 1990. с. 15.

- А.С. по заявке 4730677/28 Стенд для динамических испытаний изделий. Багаутдинов Р.М., Бодров В.В., Староверов Ю.А. и др.

- Решение о выдаче от 26.02.90 г.