

На правах рукописи

КОЗЛИКИН Денис Петрович

УСТРОЙСТВА КОМПЕНСАЦИИ ИНЕРЦИОННЫХ СИЛ В
ВИБРОРОТАЦИОННЫХ СТЕНДАХ

Специальность 05.02.18 – Теория механизмов и машин

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2007

Работа выполнена в государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор
Каразин Владимир Игоревич

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
проф. Тимофеев Андрей Николаевич
проф. каф. Автоматы ГОУ ВПО «СПбГПУ»

кандидат технических наук,
с. н. с. Красильщиков Михаил Яковлевич
ЗАО «Унилон»

Ведущая организация: ОАО «НИИ»Гириконд»

Защита состоится 6 ноября 2007 г. в 16 часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.12 при ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, Политехническая 29, 1-й учебный корпус, ауд. 41.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Автореферат разослан октября 2007 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.229.12



Евграфов А.Н.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы диссертации. Требования к точности и надежности машин и приборов определяются техническими условиями их испытаний, что в свою очередь вызывает необходимость создания определенных типов испытательного оборудования с заданными характеристиками испытательного воздействия.

Существуют различные способы испытаний, среди которых наиболее распространенным является способ, использующий стандартное оборудование: вибростенды, центрифуги, климатические камеры и т. п., на котором изделие, последовательно подвергается различным воздействиям. Результаты совокупности испытаний фиксируются и на их основании делаются соответствующие заключения. В таком виде испытаний, наряду с их простой реализацией, существуют и недостатки. Во первых, ни в коей мере не учитываются взаимные влияния испытательных воздействий. Во вторых, некоторые приборы, имея малый ресурс, не могут пройти длительного цикла последовательных испытаний. В результате чего приходится проводить отдельные испытания на различных экземплярах изделия, что снижает возможность получения достоверных результатов.

Наиболее надежными и достоверными являются натурные испытания. Однако, учитывая большие затраты на их проведение и малую информативность, последние имеют ограниченное использование и применяются преимущественно для комплексной проверки всего изделия в целом. Поэтому экономически обоснованным является создание специальных стендов комбинированных воздействий, обеспечивающих максимальное приближение испытательного воздействия к реальным условиям эксплуатации объекта.

Научно – исследовательские и конструкторские разработки этой темы ведутся на кафедре ТММ СПбГПУ в течение нескольких десятилетий. Стенды сложных движений различных типов были введены в эксплуатацию в 80 – х. годах XX века. В этих работах участвовали Смирнов Г. А., Каразин В. И., Хлебосолов И. О., Соколюк В. Н., Петров Г. Н. и др.

Так при работе двигательных установок летательного аппарата возникают вибрации широкого спектра частот, которые передаются на чувствительные элементы приборов системы управления. В то же время, необходимо, чтобы

элементы системы управления точно определяли положения аппарата и были инвариантны к воздействиям подобного рода. При создании таких приборов должны проводиться испытания, на установке способной имитировать динамические воздействия в виде вибрации в поле линейного ускорения.

Основной целью диссертации является разработка научно – обоснованных рекомендаций по использованию различных принципов уравнивания инерционных сил и методик расчета разгружающих устройств в определенном диапазоне воспроизводимых параметров, на виброротационном стенде.

Для достижения указанной цели в диссертации ставятся и решаются следующие **задачи**:

- разработка и исследование принципов построения разгружающих устройств и возможных способов их схемно - конструктивной реализации;
- разработка методики исследования разгружающих устройств с целью установления единого подхода в сравнительных характеристиках различных схем;
- разработка и обоснование области значений параметров разгружающих устройств, определяющих их работоспособность и заданные эксплуатационные свойства;
- разработка и исследование комбинированных схем разгрузки и обоснование их применения для расширения рабочего диапазона и функциональных возможностей устройств.

На защиту выносятся следующие **основные положения**:

- расчетно – динамическая модель виброротационного стенда с разгружающим устройством;
- условие устойчивости движения стенда, полученное в предположении о постоянстве разгружающего усилия;
- оценка возможности расширения диапазона эксплуатационных параметров системы, за счет использования упругих сил в качестве разгружающих;
- оценка необходимости учета характеристик двигателя в динамической модели системы;
- возможности применения комбинированных схем разгрузок, в основе которых лежит использование упруго – массовой компенсации;
- использование пневматической системы в качестве устройства обеспечивающего компенсирующее усилие, определение его упругих характеристик;
- возможность реализации пневмогидравлического способа разгрузки;

Методы исследования. Используются известные методы теории механизмов и машин, аналитической механики, теории колебаний. При математическом моделировании и проведении компьютерных расчетов используется универсальная программа *Mathematica*.

Научная новизна диссертации.

- сформулированы требования и обоснован основной принцип построения разгружающих устройств для компенсации инерционных сил;
- разработана единая методика оценки кинематических и динамических характеристик разгружающих устройств, позволяющая оценить работоспособность и эксплуатационные свойства устройства;
- разработан метод компенсации инерционных сил с использованием упруго – массовой комбинации;
- предложен новый способ разгрузки с помощью пневмогидравлического устройства.

Апробация работы и публикации. Основные положения работы докладывались на научно – технических конференциях СПбГПУ в 2005 и 2006 гг., на научных семинарах кафедры «Теории механизмов и машин» СПбГПУ. По результатам диссертационной работы опубликовано три печатные работы.

Практическая ценность работы заключается в том, что в ней разработаны научно – обоснованные рекомендации по использованию различных принципов уравнивания инерционных сил в ротационных стендах с относительным движением объекта испытаний. Предложены методики расчета разгружающих устройств в системах для воспроизведения вибрационного воздействия в поле линейного ускорения.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы. Общий объем диссертации 133 страницы, в тексте имеется 64 рисунка.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во Введении обосновывается актуальность темы диссертации, формулируется цель исследования, приводится краткий обзор содержания диссертации по главам.

Первая глава посвящена анализу способов уравнивания инерционных сил в виброротационных стендах.

Реализация испытательного воздействия осуществляется с помощью центрифуги, для задания переносного вращения, и вибрационного стенда, для воспроизведения вибрации в относительном движении. Центрифуги и вибрационные стенды используются в качестве испытательной техники отдельно друг от друга. При этом, их совместное применение ставит ряд конструкторских и исследовательских задач, связанных с взаимным влиянием движений и сил в процессе обеспечения заданных режимов испытаний.

Так, испытания тяжелых объектов, на вибрационном стенде, могут вызывать излишнее смещение его катушки от среднего положения и как следствие, уменьшать рабочие амплитуды колебаний. На этот случай в вибростендах распространены подвески подвижной системы с возможностью компенсации силы тяжести объекта. При совместном использовании центрифуги и вибрационного стенда, воспроизводимая инерционная составляющая, достигает величин в сотни раз превышающих силу тяжести испытуемого объекта, что обуславливает большое смещение катушки вибратора. Поэтому становится необходимым использование устройств компенсации действующей инерционной силы и в виброротационных стендах.

Основанием для проведения данного исследования является реальная потребность промышленности на создание стенда комплексного воздействия с определенными диапазонами изменения воспроизводимых параметров.

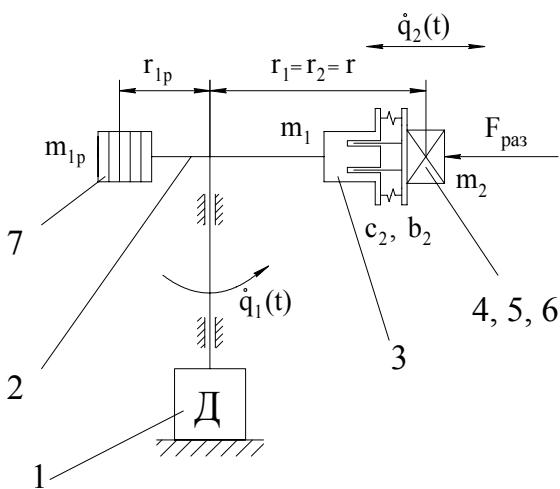


Рис. 1

На рис. 1 представлена расчетно-динамическая модель виброротационного стенда, выбор которой произведен после анализа существующих схем реализации виброротационного воздействия. Вал двигателя центрифуги 1 жестко соединен с платформой 2, на плече которой жестко закреплена неподвижная часть вибратора 3 и необходимый для разгрузки опоры

шпинделя центрифуги противовес 7. Описанная цепь элементов названа

ротационным узлом (РУ), подвижная обмотка вибратора 4, стол 5 и испытуемое изделие 6 названа виброротационным узлом (ВРУ). РУ и ВРУ совершают вращательное движение со скоростью $\dot{q}_1(t)$, вследствие чего испытуемое изделие находится в поле действующего центростремительного ускорения. Одновременно с вращением, ВРУ совершает возвратно поступательное движение со скоростью $\dot{q}_2(t)$.

Таким образом, испытуемое изделие подвергается сложному испытательному воздействию. Для компенсации центробежной силы инерции, действующей на ВРУ, предусмотрена разгрузка, которая условно задается силой разгрузки $F_{раз}$.

Во второй главе представлено математическое описание динамической модели стенда, изображенной на рис. 1. Для этого, с помощью формализованного матрично-векторного способа, определены его кинематические параметры, а также составлено выражение полной кинетической энергии. Записаны обобщенные силы, соответствующие обобщенным координатам $q_1(t)$ и $q_2(t)$.

Рассматриваемая установка, представляет собой электромеханическую систему, поэтому в получаемых уравнениях следует учитывать механические характеристики электродвигателя и вибростенда. В результате уравнения движения приняли вид:

$$\begin{cases} (m_2 r_2^2 + m_1 r_1^2 + m_{1p} r_{1p}^2 + 2m_2 r_2^2 q_2(t) + m_2 q_2(t)^2) \ddot{q}_1(t) + \\ + (2m_2 r_2^2 \dot{q}_2(t) + 2m_2 q_2(t) \dot{q}_2(t)) \dot{q}_1(t) = M_\delta - M_{comp}, \\ m_2 \ddot{q}_2(t) - (m_2 q_2(t) + m_2 r_2^2) \dot{q}_1(t)^2 = F_{виб} - F_{раз} - F_\delta - F_y, \\ \tau_\delta \dot{M}_\delta + M_\delta = p_\delta u_\delta - s_\delta \dot{q}_1(t), \end{cases} \quad (1)$$

где m_1 , m_2 и m_{1p} - массы неподвижной части вибратора, ВРУ и устройства для разгрузки опоры шпинделя (противовеса); r_1 , r_{1p} , r_2 - расстояния от центров масс выделенных частей вибратора, до оси вращения (см. рис. 1), в дальнейшем предполагается, что $r_1 = r_2 = r$; τ_δ , p_δ , s_δ - определяются параметрами выбранного двигателя; u_δ - напряжение подаваемое на двигатель; M_δ - движущий момент, создаваемый ротором двигателя центрифуги; M_{comp} - момент аэродинамического сопротивления. Сила упругости подвеса F_y :

$$F_y = c_2 q_2(t),$$

где c_2 - коэффициент жесткости подвески вибростенда. Сила внутреннего сопротивления подвеса F_∂ :

$$F_\partial = b_2 \dot{q}_2(t),$$

где b_2 - коэффициент сопротивления.

Принято, что изменение силы вибрации происходит по гармоническому закону:

$$F_{виб} = m_2 a_{виб} (t) = m_2 a_{виб}^{\max} \sin(f_{виб} t),$$

где $a_{виб}^{\max}$ - амплитудное значение вибрационного ускорения; $f_{виб}$ - частота его изменения.

Решая вопрос об аналитической форме силы разгрузки $F_{раз}$, можно получить ответ на поставленную задачу об основном принципе построения компенсирующего устройства. Главная функция которого состоит в возможности уравнивания, действующей на ВРУ, силы инерции. Рассматривая случай установившегося вращения центрифуги, с постоянной угловой скоростью ω_0 , предложено силу разгрузки принять равной силе инерции:

$$F_{раз} = m_2 r \omega_0^2 = const. \quad (2)$$

Для упрощения системы (1), принят ряд допущений: о нулевой жесткости подвеса вибрирующей части; об отсутствии, какого либо сопротивления движению; о независимости нагрузки привода от времени.

Численное решение, упрощенной системы уравнений, показало, что движение стенда может быть устойчивым, при определенном выборе конструктивных и управляющих параметров. Также оказалось, что исследуемый режим движения характеризуется колебательным процессом, который по виду напоминает случай вынужденных колебаний линейной системы при условии отсутствия потерь на трение:

$$a\ddot{q}(t) + cq(t) = Q(t). \quad (3)$$

Выражение, устойчивости движения такой системы определяется неравенством:

$$k^2 = \frac{c}{a} > 0,$$

где k - частота свободных колебаний; c - обобщенный коэффициент жесткости; a - инерционный коэффициент. Выполнение этого неравенства, в первую очередь, зависит от присутствия в системе восстанавливающих сил.

Для определения аналитического решения, произведена линеаризация системы уравнений, которая позволила показать, что уравнения, для определения обобщенных координат, разделились и, действительно, свелись к уравнению вида (3). Откуда было получено условие устойчивости:

$$\frac{m_{1p}r_{1p}^2 + m_1r^2}{m_2r^2} \leq 3.$$

Это неравенство выполняется только при нереальных соотношениях конструктивных параметров системы, в случае, когда момент инерции РУ на порядок больше момента инерции ВРУ (реальное соотношение) система не устойчива. Предположение, о задании разгружающего усилия в виде постоянно действующей силы, равной центробежной (2), оказалось не достаточным.

Для получения приемлемого результата необходимо, что бы в системе действовали восстанавливающие силы. Как известно, их действие может быть обусловлено присутствием в системе упругих элементов, поэтому далее предложено рассмотреть схему стенда, в котором разгружающее устройство построено на основе использования упругого элемента, пружины.

Третья глава посвящена исследованию стенда с упругим компенсирующим устройством. Схема представлена на рис. 2. Компенсирующее воздействие создается пружиной с жесткостью $c_{раз}$, которая предварительно деформирована на величину Δ :

$$\Delta = \frac{m_2r\omega_0^2}{c_2}.$$

Математическое описание этой схемы полностью соответствует системе уравнений (1). Коэффициент жесткости c_2 , в выражении для F_y , в данном случае, соответствует коэффициенту жесткости пружины разгружающего устройства $c_{раз}$.

Величина силы разгрузки определяться как:

$$F_{раз} = c_2\Delta = m_2r\omega_0^2.$$

Для решения уравнений движения (1) использовался метод последовательных приближений. При нулевом приближении по координате $q_2(t)$, рассматривалось уравнение:

$$m_2 \ddot{q}_2(t) + b_2 \dot{q}_2(t) + (c_2 - m_2 \omega_0^2) q_2(t) = m_2 a_{виб}^{\max} \sin(f_{виб} t),$$

из которого получено условие устойчивости:

$$c_2 > m_2 \omega_0^2. \quad (4)$$

Это неравенство показывает, что соответствующим выбором коэффициента жесткости разгружающей пружины, можно добиться устойчивой работы станда. При выборе коэффициента жесткости, также необходимо избегать возможности попадания частот свободных колебаний системы в рабочий диапазон частот вибрации. Неравенство для определения коэффициента жесткости, исходя из этого условия, легко записывается:

$$c_2 < (f_{виб}^{\min})^2 m_2 - \omega_0^2 m_2.$$

где $f_{виб}^{\min}$ - нижняя граница диапазона частот вибрации.

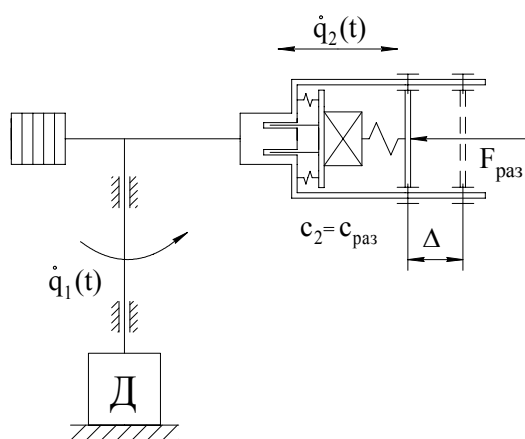


Рис. 2

Для уточнения расчетных моделей было проведено исследование влияние механических характеристик двигателя на результаты. Для этого сравнивались решения уравнений движения с учетом динамической и статической характеристиками. Полученные результаты позволили определить диапазоны изменения параметров, в которых приемлемо использование того или иного варианта. В

частности, в рамках параметров реально необходимого воздействия, достаточно учитывать статическую характеристику.

Определив значение коэффициента жесткости из условия (4), проведена оценка конструктивной реализуемости разгружающего устройства с витой цилиндрической пружиной. Сделан расчет диаметра прутка для изготовления пружины, а также оценена величина необходимого хода, для обеспечения уравнивания всего диапазона центробежной силы. Расчет показал, что при минимально возможной жесткости в 40000 Н/м , когда еще выполняется условие

(4), а частота свободных колебаний не попадает в диапазон вибрационных частот, диаметр прутка пружины оказался равным 50мм, а ход порядка 1,5м.

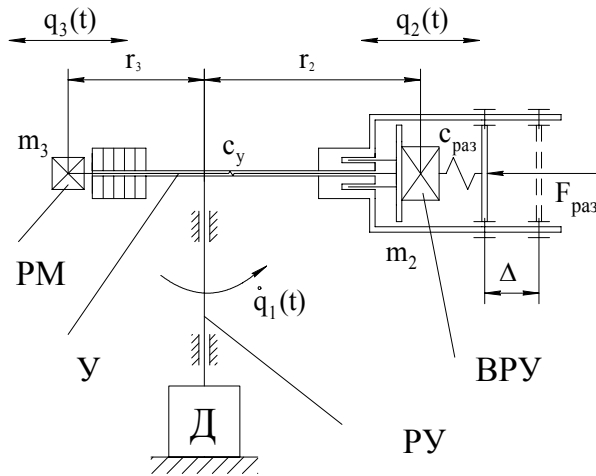


Рис. 3

Для изменения хода и параметров пружины, предложено уменьшить величину усилия предварительного поджатия, путем введения в схему дополнительной разгрузки в виде разгружающей массы на удлинителе. В этом случае компенсирующее устройство становится комбинированным. Схема стенда представлена на рис. 3.

Разгружающая масса названа РМ, она устанавливается на диаметрально противоположной стороне от ВРУ. В качестве соединяющего элемента РМ и ВРУ используется удлинитель в виде прутка, коэффициент жесткости которого $c_{yд}$. При учете жесткости удлинителя вводится дополнительная обобщенная координата, перемещения РМ - $q_3(t)$, что приводит к увеличению количества уравнений движения.

Величина силы разгрузки будет определяться выражением:

$$F_{раз} = m_2 r_2 \omega_0^2 - m_3 r_3 \omega_0^2,$$

где m_3 - разгружающая масса, РМ; r_3 - расстояние от оси вращения центрифуги до центра масс РМ в исходном положении.

Устойчивость движения рассматриваемой системы сводится к анализу критерия Сильвестра:

$$c_{11} > 0, \quad \begin{vmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{vmatrix} = c_{11}c_{22} - c_{21}c_{12} > 0,$$

где $c_{11} = c_{раз} + c_{yд} - m_2 \omega_0^2$; $c_{12} = c_{yд}$; $c_{21} = c_{yд}$; $c_{22} = c_{yд} - m_3 \omega_0^2$.

Основными конструктивными параметрами, влияющими на выполнение критерия Сильвестра, являются коэффициент жесткости $c_{раз}$ и соотношение масс ВРУ и РМ. Увеличение диапазона устойчивой работы, возможно осуществить двумя способами. Первый заключается в увеличении значения параметра $c_{раз}$,

при этом возрастает частота свободных колебаний. Второй, заключается в выборе определенных соотношений масс ВРУ и РМ:

$$m_2/m_3 > 1.$$

Учет в системе дополнительной степени свободы приводит к появлению двух значений частоты свободных колебаний, одна из которых попадает в область вибрационной частоты испытательного воздействия. Это видно из решения частотного уравнения:

$$k^4 m_2 m_1 + k^2 (-m_2 c_{22} - m_3 c_{11}) + (c_{11} c_{22} - c_{21} c_{12}) = 0.$$

Вывод частоты свободных колебаний за диапазон воспроизводимых частот вибрации можно осуществить увеличением коэффициента жесткости удлинителя c_{y0} , причем это не влияет на устойчивость работы стенда. Коэффициент жесткости можно увеличить несколькими вариантами: уменьшением длины удлинителя, увеличением площади поперечного сечения, либо применением материала с модулем Юнга большим, чем у металла.

Попадание одной из частот свободных колебаний в диапазон частот вибрационного воздействия приводит к появлению возможности возникновения резонанса. Решение системы уравнений движения стенда, с учетом сил внутреннего сопротивления, возникающих в упругих элементах, показало, что резонансные амплитуды ограничены и не превышают допустимой величины.

В рассматриваемой модели, существует зависимость положения ВРУ (смещение относительно нейтрального положения) от скорости переносного вращения. С увеличением скорости, смещение увеличивается, что приводит к уменьшению максимальной амплитуды вибрационного воздействия. Для минимизации этого смещения предложено усовершенствовать схему стенда, путем введения дополнительного узла (см.рис. 4).

Предварительная деформация D_{oc} упругого элемента с жесткостью c_{oc} дает возможность устанавливать силу поджатия F_{oc} , в зависимости от изменения скорости ω_0 , согласно выражению:

$$F_{oc} = -\frac{m_3 r_3 \omega_0^2 (c_{oc} - m_3 \omega_0^2)}{c_{y0}}.$$

Проведенный анализ показывает, что рассматриваемая схема обеспечивает отсутствие смещения ВРУ и возможность получения заданного испытательного воздействия.

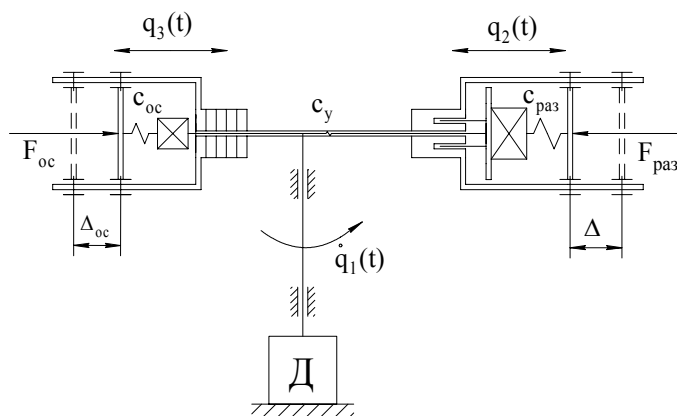


Рис. 4

Однако, применение металлических упругих элементов обуславливает возможность возникновения резонансных зон в области собственных частот всех трех пружин. Избавиться от этого можно, используя пневматическую пружину, обладающую высокой собственной частотой.

В четвертой главе рассматриваются вопросы использования пневматических устройств, для компенсации действия центробежной силы инерции. Оцениваются два способа компенсации: гидропневматический и пневматический при постоянном объеме камеры.

Для определения упругой характеристики пневматической пружины рассмотрен частный случай модели гибкой оболочки, цилиндр с поршнем (см. рис. 5). Характеристика рассматриваемого упругого элемента представляется в виде:

$$G(x) = S_{\Pi} \left[\frac{p_{u0} + p_{\epsilon}}{\left(1 - \frac{x}{h_0}\right)^{\gamma}} - p_{\epsilon} \right], \quad (5)$$

где γ - показатель политропы; p_{ϵ} - внешнее давление окружающей среды; h_0 - начальная высота столба воздуха; $S_{\Pi} = \pi d^2/4$ - площадь поршня; d - диаметр поршня; p_{u0} - начальное избыточное давление в поршне.

Схема стенда с гидропневматическим способом компенсации, изображена на рис. 6. Уравновешивание осуществляется изменением объема воздушной камеры 1, при изменении объема 2 жидкости (масла).

Схема другого способа разгрузки, пневматического при постоянном объеме камеры, приведена на рис. 7. Создание компенсирующего усилия, в данном случае, осуществляется путем соответствующего изменения давления в камере цилиндра 1. Изменять давление, возможно с помощью воздушного компрессора.

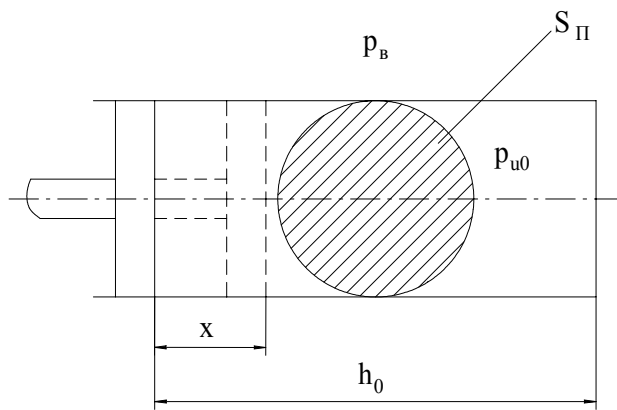


Рис. 5

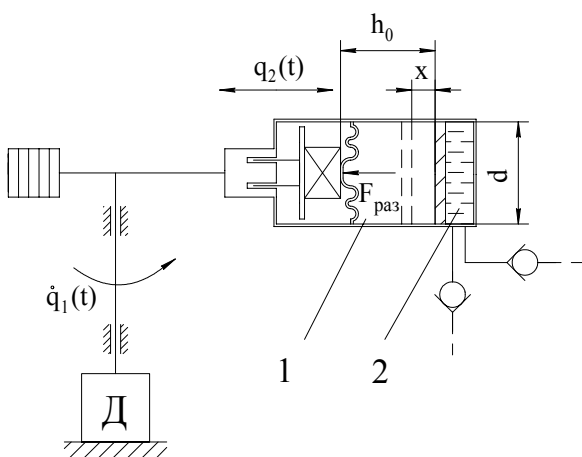


Рис. 6

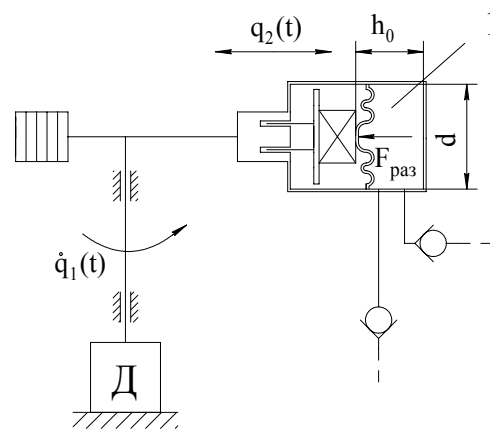


Рис. 7

Математическое описание этих схем полностью соответствует системе уравнений (1). Используя выражение упругой характеристики (5) и методику изложенную во второй главе, получены условия устойчивости и выражения для определения частот свободных колебаний.

Частота свободных колебаний, в случае использования гидропневматического способа, определяется зависимостью:

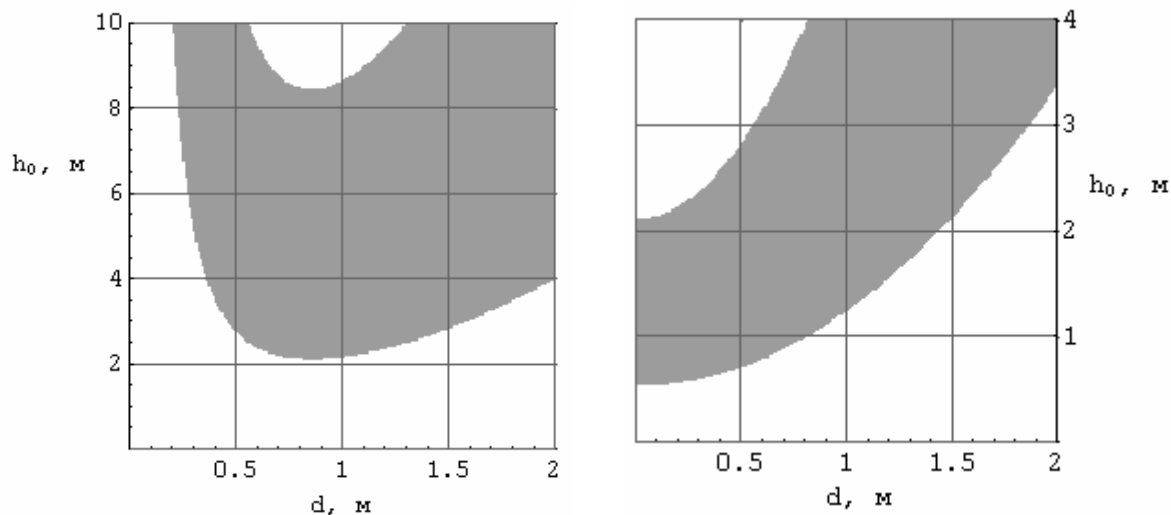
$$k = \sqrt{\frac{\gamma(p_в S_{\Pi} + m_2 r \omega_0^2)^2}{h_0 S_{\Pi} (p_в + p_{u0}) m_2} - \omega_0^2}.$$

В случае использования пневматического способа при постоянном объеме камеры:

$$k = \sqrt{\frac{\gamma p_в S_{\Pi}}{h_0 m_2} + \frac{\gamma r \omega_0^2}{h_0} - \omega_0^2}.$$

Основными параметрами способными повлиять на частоту свободных колебаний, а также на устойчивость движения стэнда, являются параметры

цилиндра h_0 и d . На рис. 8 построены диаграммы, ограничивающие рабочие значения этих параметров. Значения h_0 и d , попавшие в серую зону обеспечивают устойчивое движение модели и величину частоты свободных колебаний стенда, меньше $f_{виб}^{\min}$.



а. Компенсация по схеме рис. 6

б. Компенсация по схеме рис. 7

Рис. 8

Компенсация с использованием гидропневматического способа (см. рис. 6) оказывается менее выгодной в смысле компоновки устройства, размеры h_0 и d принимают большие значения. Однако сделанный вывод не говорит о не пригодности рассмотренного способа. Анализ показал, что его применение целесообразно при уменьшенных значениях верхнего предела диапазона по воспроизводимому линейному ускорению, а также при использовании комбинированной схемы компенсации, рассмотренной во второй главе. Применение этого типа разгрузки не требует использования компрессора, а также позволяет быстрее реагировать на изменение скорости вращения центрифуги в автоматическом режиме управления.

Случай компенсации с использованием пневматического способа (см. рис. 7), при заданном диапазоне линейных ускорений, оказывается более выгодным. Размеры h_0 и d , принимают приемлемые значения.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Определены схемы разгружающих устройств для компенсации центробежной силы инерции в виброцентрифуге. Сформулирован основной принцип их построения.
2. Разработана и обоснована расчетно-динамическая модель виброротационной системы, выполнено ее математическое описание. На базе составленных уравнений обоснована методика их решения.
3. Для реализации единого подхода в сравнительных характеристиках различных схем компенсации, была предложена методика оценки выполнения требований к параметрам движения элементов стенда.
4. Проведено исследование влияния конструктивных параметров устройств разгрузки на эксплуатационные свойства системы.
5. С целью расширения функциональных возможностей компенсирующих устройств было предложено использование комбинированных схем разгрузок.
6. В ходе работы предложен новый способ осуществления задания компенсирующего усилия, основанный на использовании пневматических и пневмогидравлических устройств. Обозначены возможные границы его применимости.

ПУБЛИКАЦИИ АВТОРА ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. **Козликин, Д.П.** Динамические стенды для виброротационных испытаний [Текст] / Каразин В. И., Козликин Д. П., Хлебосолов И. О. // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2006. – №3 (45). – С. 44-49.
2. **Козликин, Д.П.** Исследование движения виброротационного стенда [Текст] / Каразин В.И., Козликин Д.П., Хлебосолов И.О. // XXXV неделя науки СПбГПУ: Материалы Всероссийской межвузовской научно-технической конференции студентов и аспирантов. – 2007. – Ч. III. – С. 86-87.

3. **Козликин, Д.П.** Динамическая модель виброротационного стенда [Текст] / Каразин В.И., Козликин Д.П., Слоущ А.В., Хлебосолов И.О. // Теория механизмов и машин.: Периодический научно-методический журнал. – 2007. – №1(9). Том 5. – С. 38-45.

4. **Козликин, Д.П.** Об уравнивании инерционных сил в виброцентрифугах [Текст] / Каразин В.И., Козликин Д.П., Хлебосолов И.О. // Теория механизмов и машин.: Периодический научно-методический журнал. – 2007. – №2(10). Том 5. – С. 63-71.