

ВЕСТНИК

ЮЖНО-УРАЛЬСКОГО № 14 (54)
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА 2005

СЕРИЯ

«МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Выпуск 7

Редакционная коллегия:

д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки и техники РФ
Тверской М.М. (*отв. редактор*), д.т.н., профессор Спиридонов Е.К.,
д.т.н., профессор Павлюк Ю.С., д.т.н., профессор Прокопьев В.Н.,
д.ф.-м.н., профессор Телегин А.И., д.т.н., профессор Чернявский О.Ф.,
д.т.н., профессор Шеркунов В.Г., к.т.н., доцент Смирнов В.А. (*отв. секретарь*)

СОДЕРЖАНИЕ

Расчет и конструирование

ПОЖБЕЛКО В.И. Новые аналитические законы и универсальные константы внешнего и внутреннего предельного трения	3
СМИРНОВ В.А., ТВЕРСКОЙ М.М. Математическая модель трехкоординатного манипулятора с параллельной кинематической структурой	18
СМИРНОВ В.А., Федоров В.Б. Алгоритм управления механизмом с параллельной кинематической структурой	23
ЗАХЕЗИН А.М., ИВАНОВ Д.Ю. Расчет характеристик виброактивности буксы вагона ...	27
БУРЦЕВ С.А., ВОЛОШИНА И.А., ИЛЬИНА Е.В., МАХНОВИЧ С.В., РУСАКОВ И.В. Расчет упругих характеристик измерительных диафрагм датчиков давления	32
НЕКРАСОВ С.Г., ПАШНИНА Н.А. Эффект образования направленного движения газа в тонких профилированных зазорах с вибрацией	37
ТЕРЁХИН А.А., СИДЕЛЬНИКОВ Р.В., РАНДИНА Т.В. Определение касательных напряжений при малых числах Рейнольдса	44

Содержание

НЕКРАСОВ С.Г., ФИЛИМОНОВ А.С. О проблеме создания безрасходной поршневой пары грузопоршневого манометра с профилированным зазором и вибрацией	47
ЕГОРОВ В.В., НИКИФОРОВ С.С. Моделирование взаимодействия топливного факела со стенкой в камере сгорания быстроходного транспортного дизеля	58
ШАРОГЛАЗОВ Б.А., КАВЬЯРОВ С.И., ОГОШКОВ И.Е. Система автоматической защиты многотопливного дизеля с турбонаддувом	66
БАРАНОВ П.Н. Горизонтальная асимметрия профиля беговой дорожки механизма преобразования движения бескривошипной поршневой машины	71
ДЕРЖАНСКИЙ В.Б., ТАРАТОРКИН И.А. Адаптивное управление переключением передач гидромеханической трансмиссии на основе мониторинга технического состояния и режимов функционирования	75
КОНДАКОВ С.В. Температурный режим работы гидрообъемной передачи в составе механизма поворота быстроходной гусеничной машины при маневрировании	85
КОСТЮЧЕНКО В.И. Прямая оценка удельного тягового усилия гусеничного трактора, оптимального по тяговому КПД	90
ПОЗИН Б.М., ТРОЯНОВСКАЯ И.П. Кинематические соотношения при взаимодействии движителя с грунтом на повороте	93
НАРАДОВЫЙ Д.И., ПОЗИН Б.М., ТРОЯНОВСКАЯ И.П. О задаче стационарного поворота автопоездов	97
Контроль, испытания, эксплуатация	
ВАУЛИН С.Д., МАЛЫШЕВА Я.Н. Экспериментальное исследование процессов в низкотемпературном твердотопливном газогенераторе с составом на основе азидата натрия	100
Технология	
ТВЕРСКОЙ М.М. Динамика процесса токарной обработки труб при использовании следящей системы с целью уменьшения их разностенности	106
Сведения об авторах	115

Расчет и конструирование

УДК 539.62

НОВЫЕ АНАЛИТИЧЕСКИЕ ЗАКОНЫ И УНИВЕРСАЛЬНЫЕ КОНСТАНТЫ ВНЕШНЕГО И ВНУТРЕННЕГО ПРЕДЕЛЬНОГО ТРЕНИЯ

В.И. Пожбелко

Приведены результаты разработанной автором динамической теории предельного трения, содержащей механическую модель динамического взаимодействия пары трения, а также аналитические законы, устанавливающие зависимость силы трения от времени остановки и от скорости тангенциального нагружения фрикционного контакта и указывающие на существование в природе новых универсальных физических констант в виде предельно возможных коэффициентов, сил и углов трения покоя и движения. Приведена расчетная сводная диаграмма перехода тела от покоя к движению, охватывающая фазы предварительного смещения и возникновения фрикционных автоколебаний, а также режимы сухого, смешанного и жидкостного трения.

Явление трения представляет сложный с позиций динамического моделирования процесс механического и молекулярного взаимодействия контактирующих поверхностей при их проскальзывании [1–23]. Процесс скольжения трущихся поверхностей начинается только после достижения *наибольшей* силы трения покоя, которая традиционно и повсеместно определяется только экспериментально [1–5]. Большое число и сложные взаимосвязи параметров, влияющих на динамику процесса трения различных материалов, сдерживают поиск общих теоретических закономерностей при расчетах возникающей силы сопротивления (силы трения). В результате этого наиболее известные законы трения являются *экспериментальными* (например, Амонтона–Кулона), а *динамика* пар трения остается малоизученной [1–4]. Известны попытки [5] по результатам обработки экспериментов аппроксимировать временную зависимость силы трения – например, в виде степенной функции [19], указывающей на неограниченное, т.е. беспредельное возрастание силы трения, что противоречит действительности [1–4]. Из числа последних следует отметить работу [9], в которой дано обоснование необходимости (как для конструирования совершенных машин, так и для процесса обучения в технических вузах будущих инженеров-механиков) разработки аналитических подходов к выявлению причин возникновения и путей устранения еще на этапе проектирования вредных динамических эффектов, связанных с динамикой пар трения в узлах разнообразных машин.

Отметим, что проблематичность аналитического определения общей зависимости силы трения и ответа на вопрос о существовании и расчете предельных возможностей передачи тяговых усилий трением объективно связана с тем, что сила трения, как результат взаимодействия контактирующих поверхностей, является случайной функцией неопределенно большого числа параметров. В связи с этим распространено утверждение, что установить закономерности трения аналитическими методами теоретической механики невозможно, и поэтому только эксперименты являются единственным путем познания силового взаимодействия тел, образующих фрикционный контакт.

В работе [10] впервые ставится и решается задача о доказательстве существования в природе и аналитическом определении величины предельно достижимых в природе силы и коэффициентов трения при заданной нормальной нагрузке N' (т.е. о точной количественной оценке предельных возможностей передачи трением усилий в машинах). Это задача поиска глобального экстремума неопределенной функции *неизвестного* множества переменных (в виде силы трения),

Расчет и конструирование

причем существующими математическими методами данная задача вообще неразрешима, а любые эксперименты не позволяют объять необъятное (очевидно, поэтому ранее в трибомеханике такая важная, как для машиностроения, так и для развития общей теории механизмов и механики машин, задача даже и не ставилась).

Из-за неизвестности в общем случае динамических характеристик возникающих при трении контактных связей, в рассматриваемой ниже динамической теории предельного трения предлагается вместо произвольного задания этих характеристик другой подход [10], заключающийся в определении ускорения тела, возникающего из-за разрыва этих связей, путем динамического моделирования трибомеханической системы с позиции «черного ящика». При этом будет показано, что такой нетрадиционный подход позволяет в теории трения и анализе процесса фрикционного скольжения разных тел *поставить и решить* задачу нахождения закономерностей и абсолютного предела функции силы трения, зависящей от неизвестного числа переменных и представляющей возникающую силу сопротивления относительно сдвигу фрикционных поверхностей.

В связи с отсутствием рассмотрения данного вопроса как в научно-технической литературе, так и в учебниках по теории механизмов и деталям машин [1–8], сначала дадим строгое доказательство существования в природе предела силы трения.

Для этого рассмотрим трение гибкого тягового органа (гибкой связи в виде ремня) во фрикционной ременной передаче с двумя одинаковыми шкивами, что обеспечивает предельный угол их обхвата ремнем, равный 180° . Передача силы трения с учетом усилия натяжения F_0 каждой из ветвей гибкого ремня (до начала работы) и усилий F_1 и F_2 соответственно в сбегавшей и набегавшей на шкивы ветвях (для полностью буксующей нерастяжимой и невесомой гибкой связи) описывается известными уравнениями Эйлера и Понселе [8]:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha}; \quad F_1 + F_2 = 2F_0, \quad (1)$$

где $F_1 - F_2 = F$ – тяговое усилие трения; $f = f_s$ – коэффициент трения скольжения; α – угол обхвата шкива гибкой связью. Решая систему уравнений (1), получаем строгое неравенство:

$$\frac{F}{2F_0} = f = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}; \quad f < 1, \quad (2)$$

из которого следует не только существование в природе предела коэффициента (а, следовательно, и силы) трения, но и прямое указание, что предельный коэффициент трения должен быть меньше единицы.

Рассмотрим предлагаемый в работах [10–18] другой путь решения поставленной задачи точной количественной оценки предельных возможностей трения, заключающийся в создании механической модели трения и ее анализе с помощью методов теоретической механики для моделирования *возможной* динамики пар трения.

На рис. 1 показана разработанная автором [13, 14] механическая модель трения, которая отличается от известных моделей среды Фойхта и Максвелла [1, 7] и позволяет решать в общем виде различные задачи динамического взаимодействия фрикционных поверхностей [10–16]. Например, задачи определения ранее неизвестных универсальных физических констант трения [14], а также расчета и построения [11, 17, 18] скоростной диаграммы изменения сдвигающей силы (трения) при переходе тела от покоя к движению в разных условиях трения (рис. 2).

На рис. 1 обозначено: N' – равнодействующая всех нормальных сил (приложенных к фрикционному контакту вдоль оси z); m – масса сдвигаемого тела; c – коэффициент жесткости упругой системы передачи сдвигающей тангенциальной силы F от точки ее приложения до фрикционного контакта; b_z , b_x – коэффициенты вязкого сопротивления фрикционных связей, представляющих двунаправленный демпфер линейно-вязкого трения, сдвигаемый сначала (во время останова тела) по нормали – силой N' вдоль оси z , а затем – тангенциальной силой F вдоль оси x (создающей во фрикционном контакте касательные напряжения в дополнение к уже имеющимся нормальным напряжениям от силы N').

На рис. 2 обозначено: F – безразмерная относительная тангенциальная сила (нагружающая сдвигаемое тело и фрикционный контакт вдоль оси x); F_s, f_s – соответственно сила и коэффициент трения покоя; F_k, f_k – соответственно сила и коэффициент трения движения; $s=s_p$ – предварительное смещение (деформация механической системы до срыва тела); \bar{V} – безразмерная относительная скорость сдвига вдоль оси x (при предельной скорости вращения или скольжения вала, соответствующей $\bar{V}=1$, вал за счет возникающего в слое смазки гидродинамического клина [17] всплывает и занимает *центральное* положение без эксцентриситета в подшипнике скольжения); ξ – относительная минимальная толщина слоя смазки в гидродинамической опоре скольжения.

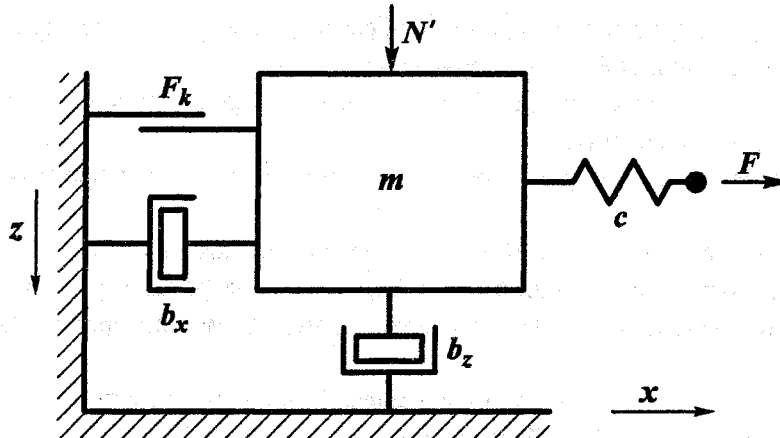


Рис. 1. Механическая модель трения (двумерная модель динамического взаимодействия пары трения)

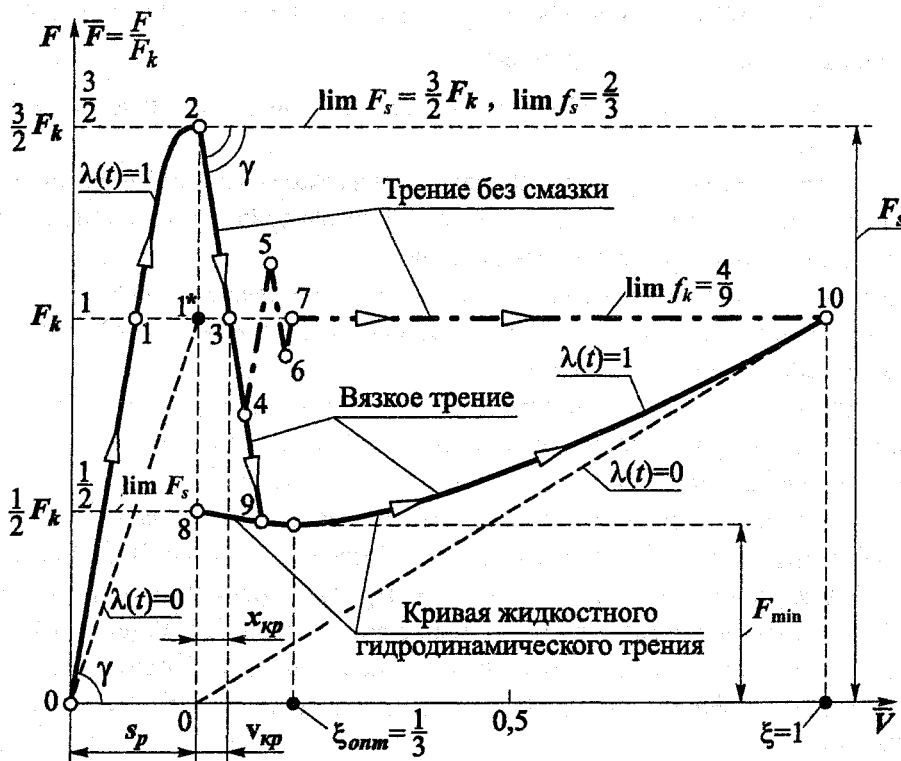


Рис. 2. Расчетная сводная диаграмма перехода тела от покоя к движению в условиях:
 а) трения без смазки ($F_s > F_k$, график 0-1-2-3-4-5-6-7);
 б) трения со смазкой ($F_s < F_k$, график 0-1-2-3-4-9-10)

Расчет и конструирование

Согласно модели трения (см. рис. 1), происходящий во время перехода тела от покоя к движению *динамический процесс образования силы трения* предлагается разделить на 3 периода:

I *период*. Неподвижный контакт (остановка в течении времени t_0) поверхностей трения, сопровождающийся внедрением тела с сосредоточенной массой m по нормали вдоль оси z (под действием силы N') и образованием за счет этого дополнительных фрикционных связей.

II *период*. Предварительное смещение s тела с распределенной массой $m(s)$ в направлении оси x под действием сдвигающей силы $F(s)$, происходящее до разрыва образовавшихся за время t_0 фрикционных связей (при наибольшем смещении s_p , где $s_p = s_{\max}$ имеет место в граничной точке 2 диаграммы на рис. 2).

III *период*. Движение тела с сосредоточенной массой m вдоль оси x под действием сдвигающей силы $F(x)$, происходящее после разрыва образовавшихся за время t_0 фрикционных связей (т.е. после срыва тела в граничной точке 2 диаграммы на рис. 2).

Следовательно, приведенная на рис.1 механическая модель трения [14] *последовательно* воспроизводит (моделирует) следующее.

1. Внедрение всего тела с сосредоточенной массой m вдоль оси z за время остановки t_0 (I период).

2. Предварительное смещение s точки приложения сдвигающей силы, происходящее до срыва деформируемого тела (в граничной точке 2 диаграммы на рис.2) и возникающее как за счет упругой деформации привода, так и за счет пластической деформации фрикционного контакта (II период).

3. Движение *всего* тела с сосредоточенной массой m вдоль оси x после разрыва образовавшихся за время t_0 фрикционных связей (III период).

Таким образом, механическая модель трения (см. рис. 1) отражает все фазы реального процесса динамического фрикционного взаимодействия тел, происходящего как во время их остановки продолжительностью t_0 , так и во время последующего сдвига с учетом скорости тангенциального нагружения тела v_H в направлении оси x .

Новизна рассмотрения в работах [10–18] показанной на рис.1 механической модели трения заключается в следующем:

1. Скользящее тело рассматривается [10], как *механическая система переменной структуры* с попеременно сосредоточенными (I и III периоды) или распределенными (при динамической деформации тела во II периоде) параметрами (массой).

2. Фрикционные связи, возникающие в I периоде между поверхностями трения, представляют собой объемное жестко-пластическое «третье тело» пренебрежимо малой массы, рассматриваемое как демпфер линейно-вязкого трения.

3. Коэффициенты трения f_k и f_s рассматриваются как коэффициенты пропорциональности силы трения от суммарной нормальной нагрузки N' , включающей как внешние (N), так и внутренние (N_0) силы, действующие на фрикционный контакт ($N' = N \pm N_0$).

4. В качестве рабочей (базовой) предложена [10] следующая *гипотеза*:

– ускорение срыва тела при переходе от покоя к движению (начало III периода) *равно* ускорению динамической деформации тела в конце II периода (граничная точка 2 диаграммы на рис. 2) и возникает сразу после разрыва указанных фрикционных связей (следовательно, скачок ускорения и, соответственно, скачок силы трения в момент срыва тела отсутствует).

Общее векторное уравнение равновесия сил, действующих на сдвигаемое тело (см.рис.1) в I, II и III периодах, имеет вид:

$$\vec{F} + \vec{F}_C + \vec{F}_U = 0, \quad (3)$$

где $\vec{F}, \vec{F}_C, \vec{F}_U$ – соответственно, движущая сила, сила сопротивления и сила инерции.

Используем уравнение (3) для анализа динамики процесса образования силы трения в каждом из указанных периодов.

1. Согласно модели (см. рис. 1) при неподвижном теле сила трения покоя F_s увеличивается от 0 и достигает максимума непосредственно перед срывом тела (т.е. в конце II периода). Следовательно, можно предположить что должна существовать временная зависимость F_s от продолжительности I и II периодов.

Для ответа на этот вопрос сначала рассмотрим I период, в течение которого за время t_0 происходит пластическая деформация фрикционного контакта в направлении оси z . Подставляя в равенство (3) выражения сил

$$F = (N \pm N_0), F_u = -m\ddot{z}, F_c = -b\dot{z},$$

где $b=b_z$ – коэффициент вязкого сопротивления вдоль оси z , получаем уравнение равновесия демпфера в I периоде

$$m\ddot{z} = (N \pm N_0) - b\dot{z}, \tag{4}$$

решение которого представляет силу сопротивления пластической деформации фрикционного контакта в направлении оси z

$$b\dot{z} = (N \pm N_0)[1 - \exp(-\frac{b}{m}t_0)]. \tag{5}$$

2. Проанализируем динамику разрыва фрикционных связей, рассмотрев моменты времени непосредственно до (конец II периода) и после (начало III периода) возникновения движения тела (что соответствует граничной точке 2 на графике рис. 2).

Уравнение равновесия сил (3) соответственно для II (6) и III (7) периодов примет вид:

$$m(s)\ddot{s} + F(s) = 0; \tag{6}$$

$$m\ddot{x} + F(x) + F_k = 0. \tag{7}$$

После подстановки в (6) и (7) условий безкачкового перехода от II к III периоду (момент срыва тела), определяемых принятой базовой гипотезой:

$$\ddot{x} = \ddot{s} = a; \quad F(x) = F(s); \quad m(s) = m, \tag{8}$$

обнаруживаем, что предельное ускорение тела в момент его срыва полностью определяется силой F_k согласно следующей зависимости:

$$a = -\frac{F_k}{2m}; \tag{9}$$

и, соответственно, для тела, нагруженного по нормали только силой его тяжести ($N' = mg; F_k = N'f_k = mgf_k$) определяется только коэффициентом трения движения между телом и опорной поверхностью

$$\frac{a}{g} = \frac{f_k}{2}. \tag{10}$$

Тогда с учетом (8) и (9) устанавливаем, что дополнительное усилие (ma), определяемое предельной разностью $\lim \Delta F = \lim(F_s - F_k)$ при срыве тела, будет равно:

$$\lim(ma) = \lim(F_s - F_k) = \frac{F_k}{2}. \tag{11}$$

Полученные зависимости (9), (10), (11) означают, что сила (коэффициент) трения покоя представляет явную функцию от силы трения движения следующего вида:

$$F_s = F_k + \Delta F = \Phi(F_k); \quad f_s = f_k + \frac{a}{g} = \Phi(f_k) \tag{12}$$

с четко выраженными относительными пределами:

а) для сухого (внешнего) трения (где $F_k \neq 0$ при $\dot{x} = 0$)

$$F_s = F_k + \frac{F_k}{2} = \frac{3}{2} F_k; \quad (13)$$

$$\lim f_s = \frac{3}{2} \lim f_k; \quad (14)$$

б) для вязкого (внутреннего) трения (где $F_k = 0$ при $\dot{x} = 0$)

$$F_s = \Delta F = \frac{F_k}{2}; \quad (15)$$

$$\lim f_s = \frac{1}{2} \lim f_k. \quad (16)$$

На основании (13) приходим к следующему важному *выводу*:

– предельная сила трения покоя (для любых пар трения и условий их нагружения) равна 3/2 от силы трения движения, т.е. в процессе предварительного смещения сила трения покоя не может возрасти за счет пластической деформации фрикционного контакта (участок 1–2 на диаграмме перехода – см. рис. 2) более, чем в 1,5 раза относительно силы трения движения.

3. Попробуем теперь перейти от найденных относительных пределов (13), (14), (15), (16) к нахождению абсолютных пределов трения покоя и движения. Для этого зависимость (14), содержащую 2 неизвестных ($\lim f_s$, $\lim f_k$), нужно будет дополнить еще одним уравнением.

Рассматривая силовое (фрикционное) взаимодействие (сцепление) нагруженного вращающегося гладкого колеса в контакте с твердой опорной поверхностью, устанавливаем, что в пределе (при полном скольжении) коэффициент сцепления ($f = f_s$) можно представить, как отношение силы тяги ($F_1 = F_k$) к тормозной силе ($F_2 = F_s$):

$$\lim f_s = \frac{F_k}{F_s} = \lim \frac{f_k}{f_s} = \frac{\lim f_k}{\lim f_s}. \quad (17)$$

Объединяя выражения (14) и (17), получаем систему простых алгебраических уравнений:

$$\lim f_s - \frac{3}{2} \lim f_k = 0; \quad (18)$$

$$(\lim f_s)^2 - \lim f_k = 0, \quad (19)$$

из решения которой аналитически устанавливаем существование в трибомеханике следующих абсолютных пределов:

$$\lim f_k = \frac{4}{9}; \quad \lim f_s = \frac{2}{3}; \quad \lim \Delta f = \lim f_s - \lim f_k = \frac{2}{3} - \frac{4}{9} = \frac{2}{9}. \quad (20)$$

4. Аналогично (4) и (5) рассматривая уравнение равновесия демпфера во II периоде (фаза пластической деформации фрикционного контакта вдоль оси x продолжительностью t_{II} – участок 1–2 на диаграмме рис. 2) и учитывая (11), получаем следующую временную зависимость перепада силы трения при срыве тела (с учетом $b=b_x$ – коэффициента вязкого сопротивления вдоль оси x):

$$\Delta F = b\dot{x} = \frac{f_k}{2} (b\dot{z}) = \frac{f_k}{2} (N \pm N_0) [1 - \exp(-\frac{b}{m} t_0)] [1 - \exp(-\frac{c}{b} t_{II})], \quad (21)$$

где первый множитель

$$\lambda(t_0) = 1 - \exp(-\frac{b}{m} t_0) \quad (22)$$

характеризует физико-механические свойства фрикционных связей (образовавшихся за время t_0) при их квазистатическом нагружении, а второй множитель

$$\lambda(t_{\Pi}) = 1 - \exp\left(-\frac{c}{b} t_{\Pi}\right) \quad (23)$$

учитывает динамику нагружения фрикционных связей до их разрыва, определяющего начало движения тела (граничная точка 2 на диаграмме рис.2).

Стоящие в отрицательной степени экспоненты в выражениях (22) и (23) соотношения m/b и b/c также (как t_0 и t_{Π}) имеют размерность времени и поэтому их можно интерпретировать, как периоды релаксации фрикционных связей соответственно при остановке тела (продолжительностью t_0) и при их пластической деформации (продолжительностью t_{Π}).

Вводя для удобства безразмерную временную λ -функцию:

$$\lambda(t) = \lambda(t_0) \cdot \lambda(t_{\Pi}); \quad 0 \leq \lambda(t) \leq 1, \quad (24)$$

зависимости (12) и (21) преобразуются к следующему окончательному виду:

$$F_s = F_k \left[1 + \frac{\lambda(t)}{2}\right]; \quad \Delta F = F_s - F_k = F_k \cdot \frac{\lambda(t)}{2}, \quad (25)$$

из которого устанавливаем, что как сила трения покоя F_s , так и перепад силы трения ΔF при срыве тела, имеют явную временную зависимость от силы трения движения с четко выраженными пределами, определяемыми предельным значением временной функции $\lambda(t) = 1$:

$$\lim F_s = \frac{3}{2} F_k; \quad \lim \Delta F = \frac{1}{2} F_k. \quad (26)$$

Примечание. При рассмотрении вместо t_{Π} обратной ей величины $\nu_H = \beta / t_{\Pi}$, отображающей (через коэффициент пропорциональности β) скорость тангенциального нагружения, временная функция $\lambda(t)$ примет вид

$$\lambda(t) = \lambda(t_0) \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{c\beta}{b\nu_H}\right)\right] = \lambda(t_0) \cdot \lambda(\nu_H), \quad (27)$$

указывающий, что с учетом (25) сила трения покоя должна существенно зависеть от двух факторов (t_0 , ν_H) и с увеличением времени остановки t_0 и/или уменьшением скорости нагружения фрикционного контакта ν_H величина F_s и, соответственно, величина ΔF будут возрастать до установленного предела (26).

Обобщая зависимости (5) – (26), полученные из последовательного решения дифференциальных уравнений движения, составленных для модели трения в I, II и III периодах, устанавливаем следующие новые законы, универсальные константы и закономерности трения:

1. Аналитический закон предельного внешнего трения вида [10]

$$F_s = f_k \cdot N' \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left[1 - \exp\left(-k_0 t_0\right) \right] \left[1 - \exp\left(-\frac{k_1}{\nu_H}\right) \right] \right\}; \quad F_k \leq F_s \leq \frac{3}{2} F_k, \quad (28)$$

который по сравнению с классическими законами Амонтона–Кулона [1] является более информативным, так как дополнительно содержит предельную зависимость силы трения от времени остановки (t_0), от скорости тангенциального нагружения фрикционного контакта (ν_H) и поэтому может быть использован в динамических расчетах узлов трения машин. Здесь: k_0 , k_1 , – коэффициенты, характеризующие интенсивность образования (k_0) и разрушения (k_1) фрикционных связей в приводах машин и определяемые выражениями (21) – (27).

В работе [15] зависимость (28) преобразована (путем деления N' и F_s на фактическую площадь фрикционного контакта) в закон предельного молекулярного трения, связывающий возникающие при сдвиге в паре трения нормальные и касательные напряжения.

Расчет и конструирование

Таким образом, закон (28) описывает наиболее общий случай фрикционного взаимодействия контактирующих тел и в частном случае ($t_0 = 0, \nu_H = \infty$) приводится к закону Амонтона–Кулона (так как фигурная скобка в (28) будет равна единице).

Закон предельного трения (28) позволяет установить существующий в природе предел сил трения, определив условия его достижения ($t_0 \rightarrow \infty, \nu_H \rightarrow 0$), и выявить следующую ранее неизвестную закономерность [14]: в природе (а значит и в любой машине, механизме) существует предел увеличения силы трения покоя, равный $3/2$ силы трения движения.

2. Аналитический закон предельного внутреннего (вязкого) трения [14]

$$F_s = \frac{1}{2} \cdot f_k \cdot N' \left\{ \left[1 - \exp(-k_0 t_0) \right] \left[1 - \exp\left(-\frac{k_1}{\nu_H}\right) \right] \right\}; \quad 0 \leq F_s \leq \frac{1}{2} F_k, \quad (29)$$

из которого следует основной отличительный признак между внешним и внутренним трением – при внутреннем трении сила трения покоя всегда меньше силы трения движения ($F_s < F_k$), что исключает возникновение вредных фрикционных автоколебаний в смазываемых узлах машин, а при определенных условиях ($t_0 \rightarrow 0, \nu_H \rightarrow \infty$) вообще равна нулю ($F_s = 0$).

3. Установлено существование следующих пределов, представляющих полученные в работе [14] новые универсальные константы трения:

$$\frac{4}{9}; \quad \frac{2}{3}; \quad \frac{3}{2}; \quad \frac{1}{2}; \quad \frac{2}{9}; \quad \frac{2}{9} g; \quad \operatorname{arctg} \frac{4}{9}; \quad \operatorname{arctg} \frac{2}{3}; \quad \operatorname{arctg} \frac{3}{2}, \quad (30)$$

представляющие: предельно достижимые (для любых материалов и условий) коэффициенты и силы трения покоя и движения (f_s, F_s, f_k, F_k); перепады коэффициентов трения покоя и движения ($\Delta f, \Delta F = F_s - F_k$); максимальное ускорение любых тел (a) при переходе от покоя к движению с фрикционным опорным контактом; предельно возможные углы трения покоя (φ_s) и движения (φ_k); максимально допустимый угол давления на холостом ходу механизмов (ϑ_{\max}) без их заклинивания:

$$\lim f_k = \frac{4}{9}; \quad \lim f_s = \frac{2}{3}; \quad \lim \Delta f = \lim (f_s - f_k) = \frac{2}{9}; \quad \lim \frac{\Delta f}{f_k} = \frac{1}{2};$$

$$\lim F_k = \frac{4}{9} N'; \quad \lim F_s = \frac{2}{3} N'; \quad \lim \left(\frac{F_s}{F_k} \right) = \frac{3}{2}; \quad \lim \Delta F = \frac{2}{9} N';$$

$$\lim a = \frac{2}{9} g; \quad \lim \frac{\Delta F}{F_k} = \frac{1}{2}; \quad \lim \varphi_k = \operatorname{arc} \operatorname{tg} (\lim f_k) = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{4}{9} = 22^\circ 55';$$

$$\lim \varphi_s = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{2}{3} = 33^\circ 21'; \quad \lim \vartheta_{\max} = 90 - \operatorname{arc} \operatorname{tg} (\lim f_s) = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{3}{2} = 56^\circ 19'.$$

Из анализа констант (30) можно сделать следующие практические рекомендации по конструированию машин и механизмов для разных областей машиностроения.

1. Для гарантированного предотвращения заклинивания проектируемого (например, рычажного или кулачкового) механизма следует вместо рекомендуемого на холостом ходу [7] эмпирического максимально допустимого угла давления $\vartheta_{\max} \approx 60^\circ$ задавать его более точный аналитический предел $\vartheta_{\max} = 56^\circ$.

2. Так как $\lim f_k = \frac{4}{9}$, нельзя создать фрикционные материалы с $f_k > \frac{4}{9}$. Отметим, что,

например, применяемые на основе асбеста фрикционные материалы для автомобильной муфты сцепления уже имеют близкую к этому пределу характеристику $f_k = 0,4$ [4] и потому для превышения указанного барьера силы трения необходимы специальные, конструктивные решения (например, применение вакуумных сцеплений в автомобилях – для увеличения силы N' сжатия фрикционных дисков).

3. Максимально достижимый коэффициент сцепления гладкого колеса с опорной поверхностью равен $\varphi_x = \lim f_s = \frac{2}{3}$.

4. При проектировании фрикционных ременных передач из условия отсутствия пробуксовки ремня при минимальном усилии его натяжения [8] следует задавать максимальный коэффициент тяги $\psi_{\max} = \lim f_s = \frac{2}{3}$ и вместо полной дуги обхвата (α) учитывать предельную дугу упруго-

го скольжения ремня по шкиву (β), равную $\lim \beta = \alpha \cdot \lim (f_k/f_s) = \frac{2}{3} \alpha$.

5. Согласно (10), безопорное движение любых объектов (т.е. без силового взаимодействия с окружающей средой, например, за счет $F_k \neq 0$) не возможно. Поэтому любые попытки создать безопорное транспортное средство (например, в виде инерциоидов [24]) подобны бесперспективным попыткам создания вечного двигателя.

Для более полного учета динамических процессов трения, происходящих в проектируемых машинах и механизмах, целесообразно на построенной расчетной диаграмме перехода тела от покоя к движению (см. рис. 2) обратить внимание на:

1. Область предварительного смещения s_p (до срыва тела), которая в общем случае ($F_s > F_k$) содержит зону 0–1 (чисто упругой деформации сдвигающей системы) и зону 1–2 (одновременно происходящих упругой деформации сдвигающей системы и пластической деформации линейно-вязкого демпфера фрикционных связей). Аналитические выражения для расчета временной зависимости силы трения покоя и указанных деформаций выведены в работах [10, 11].

2. Область динамической неустойчивости пары трения ($x < x_{кр}$, $v < v_{кр}$), возникающую сразу после срыва тела (в точке 2 диаграммы) при малых скоростях скольжения и относительных перемещения сразу после срыва тела, что неизбежно приводит (в условиях трения без смазки) к возникновению области фрикционных автоколебаний (ФА), аналитические зависимости для расчета которой приведены ниже.

Из анализа построенной диаграммы перехода (см. рис. 2) следует, что на участке 1–2 закономерно возникает превышение $F_s > F_k$ вследствие накопленной упругими элементами избыточной потенциальной энергии в процессе дополнительной упругой деформации системы, требуемой для преодоления силы сопротивления пластическому течению фрикционного контакта. В результате этого после срыва тела (точка 2 диаграммы) и возникают упругие колебания сдвигающей силы (относительно F_k), что и приводит к прерывистому движению тела при малых перемещениях ($x < x_{кр}$) и малых скоростях скольжения ($v < v_{кр}$), представляющему вредные фрикционные автоколебания в узлах машин.

Точка 3 диаграммы, в которой заканчивается превышение $F_s > F_k$ (и, соответственно, достигается максимальная скорость разгона тела $v = v_{кр}$ при перемещении $x = x_{кр}$), является критической, так как при $v > v_{кр}$ ФА невозможны, а при $v < v_{кр}$, $x < x_{кр}$ – неизбежны и вызывают нестабильность трения.

Эта самовозбуждающаяся вибрация, возникающая при падающей характеристике трения (участок 2–3, как следствие $F_s > F_k$) имеет много приложений в технике – она возбуждается веду-

Расчет и конструирование

щими колесами локомотива при страгивании с места; именно это явление приводит из-за нестабильности трения к скрипу тормозов; другим примером вредного проявления этого вида колебаний является неплавность движения суппортов с режущим инструментом и погрешность позиционирования, представляющая возникающее рассогласование между заданной и фактической величинами подач рабочих органов [1–23].

Так как работа в области $v < v_{кр}$, $x < x_{кр}$ происходит в условиях указанной нестабильности сдвигающей силы, то для расширения диапазона плавного равномерного скольжения тела следует величину $v_{кр}$ и $x_{кр}$ уменьшать, а для гарантированного предотвращения ФА достаточно обеспечить режимы работы машин в области $v > v_{кр}$, $x > x_{кр}$.

3. Отметим наличие минимума $F = F_{min}$ силы трения на кривой 8–9–10 (наивыгоднейший по потерям режим работы гидродинамических опор скольжения), взаимосвязанного [17] с определенным радиальным положением вала в отверстии под нагрузкой при определенной оптимальной относительной толщине слоя смазки $\xi_{opt} = h_{min} / (R - r)$.

Указанная величина ξ представляет отношение необходимой толщины слоя смазки h_{min} на режиме жидкостного трения к радиальному зазору между радиусом отверстия R и радиусом вала r подшипника. Предельная величина $\xi=0$ (сухое трение, смазки нет) соответствует наибольшем относительному эксцентриситету вала $\chi = \chi_{max} = 1 - \xi = 1$, а другая предельная величина $\xi = 1$ – соответствует концентрическому расположению вала в отверстии ($\chi = 0$).

Также можно отметить, что характеристика жидкостного трения, расположенная правее $F = F_{min}$ (часть кривой в направлении точки 10) соответствует устойчивым режимам работы, а левее точки $F = F_{min}$ (часть кривой в направлении точки 8) – неустойчивым. Это объясняется [1] тем, что при работе в устойчивой области жидкостного трения случайное повышение, например, вязкости масла приведет из-за увеличения силы трения к дополнительному нагреву смазки, что вызовет обратное снижение вязкости и возвращение на исходный режим работы в точку $F = F_{min}$.

4. Согласно графику на рис. 2, возможно 2 варианта (пути) перехода тела от покоя к движению (определяемые отсутствием или наличием смазки в кинематических парах механизма):

1) При разгоне тела в условиях сухого трения изменение сдвигающей силы (трения) происходит по одному графику 0–1–2–3–4–5–6–7, который показывает (неизбежное из-за $F_s > F_k$) возникновение фрикционных автоколебаний в машинах и механизмах при работе в критической области малых скоростей и перемещений их звеньев ($v < v_{кр}$, $x < x_{кр}$).

2) При разгоне тела в условиях вязкого трения изменение сдвигающей силы (трения) происходит уже по другому (после точки 4) графику 0–1–2–3–4–9–10, который после срыва тела (в точке 2) содержит последовательное чередование режимов сухого (зона 2–3), полусухого (зона 3–4), полужидкостного (зона 4–9) и жидкостного (зона 9–10) трения.

Изложим некоторые практические соображения по расчету и оптимальному проектированию машин с учетом выполненного аналитического моделирования динамики пар трения.

I. Используя представленную на рис.2 диаграмму перехода, можно легко (без решения дифференциальных уравнений движения) получить следующие аналитические зависимости для расчета диапазона возникающего нестабильного трения:

1. Величина $x_{кр}$ представляет собой минимальное перемещение рабочего органа (например, ползуна) при его точном позиционировании без возникновения вредных фрикционных автоколебаний. Диапазон $x_{кр}$ можно определить расчетным путем из рассмотрения на диаграмме (участки 0–1 и 2–3) угла наклона падающей характеристики γ :

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{F_s - F_k}{x_{кр}} = c; \quad (31)$$

$$x_{кр} = \frac{F_s - F_k}{c} \leq \frac{F_k}{2c} \cdot \lambda(t) = \frac{f_k(N \pm N_0)}{2c} \cdot \lambda(t), \quad (32)$$

и с учетом граничных значений $\lim f_k = 4/9$, $0 \leq \lambda(t) \leq 1$ пороговая расчетная величина $x_{кр}$ будет равна:

$$\lim x_{кр} = (\lim f_k) \frac{(N \pm N_0)}{2c} \cdot \lambda(t) = \frac{4}{9} \frac{(N \pm N_0)}{2c} \lambda(t) = \frac{2(N \pm N_0)}{9c} \cdot \lambda(t); \quad (33)$$

$$0 \leq \lim x_{кр} \leq \frac{2}{9c} (N \pm N_0).$$

2. Величину критической скорости $v_{кр}$, ограничивающую диапазон плавного скольжения рабочего органа, можно определить также расчетным путем из условия перехода в точке 3 диаграммы накопленной энергии упругой деформации системы (жесткостью c) до срыва (равной $cx_{кр}^2/2$) в энергию разгона тела массой m (равную $mv_{кр}^2/2$):

$$\frac{cx_{кр}^2}{2} = \frac{mv_{кр}^2}{2}; v_{кр} = x_{кр} \sqrt{\frac{c}{m}}. \quad (34)$$

После дальнейшей подстановки (32) в (34) окончательно получаем следующую расчетную зависимость:

$$v_{кр} = \frac{F_s - F_k}{\sqrt{cm}} \leq \frac{F_k}{2\sqrt{cm}} \cdot \lambda(t) = \frac{f_k(N \pm N_0)}{2\sqrt{cm}} \cdot \lambda(t), \quad (35)$$

согласно которой (с учетом граничных значений: $\lim f_k = 4/9$, $0 \leq \lambda(t) \leq 1$) пороговая расчетная величина $v_{кр}$ будет равна

$$\lim v_{кр} = (\lim f_k) \cdot \frac{(N \pm N_0)}{2\sqrt{cm}} \cdot \lambda(t) = \frac{2(N \pm N_0)}{9\sqrt{cm}} \cdot \lambda(t); \quad (36)$$

$$0 \leq \lim v_{кр} \leq \frac{2(N \pm N_0)}{9\sqrt{cm}}.$$

Исследование аналитических зависимостей (32) и (35) указывает следующие причины возникновения области нестабильного трения при малых скоростях скольжения и малых перемещениях рабочих органов, а также определяет конструктивные пути уменьшения этой области (т.е. повышения точности работы машин, например, точности позиционирования роботоманипуляторов или точности обработки деталей на станках).

1. Основной органической причиной возникновения зоны нестабильного трения является превышение силы трения покоя F_s по отношению к силе трения движения F_k , которое, согласно законам (32), (35) и диаграмме перехода (см. рис. 2), имеет место только при внешнем трении (т.е. без смазки).

2. Для полного исключения в машинах зоны нестабильного трения (и соответственно вредных фрикционных автоколебаний) необходимо за счет применения смазки использовать режим внутреннего трения (при котором на рис. 2 выполняется обратное соотношение $F_s < F_k$).

3. Для уменьшения зоны нестабильного трения и повышения точности работы машин следует:

а) уменьшать величину силы трения F_k и перепад силы трения $\Delta F = F_s - F_k$ в момент срыва тела (например, путем применения в направляющих станков вместо пары «сталь-сталь» пары «чугун-фторопласт»);

Расчет и конструирование

б) увеличивать жесткость привода (т.е. угол γ на диаграмме перехода – см. рис. 2) и / или увеличивать массу скользящего тела;

в) согласно аналитическому закону внешнего трения (28) следует по возможности уменьшать время остановки t_0 и/или увеличивать скорость приложения к фрикционному контакту сдвигающей силы v_H ;

г) уменьшать разность $\Delta F = F_s - F_k$ за счет увеличения внутренней, нормальной силы $N_0 < 0$ (например, путем гидроразгрузки фрикционной пары направляющих станков или применением магнитной подвески в скоростных электропоездах с линейным двигателем);

д) уменьшать разность $(F_s - F_k)$ путем понижения величины коэффициентов k_0 и k_1 в выражении (28) (например, за счет применения так называемых [4] «антискачковых» смазок).

II. Представленная на рис 2 безразмерная скоростная характеристика жидкостного трения гидродинамических опор скольжения (кривая 8–9–10) отображает следующую аналитическую зависимость [17–18]:

$$\bar{F} = \frac{F}{F_k} = \bar{V}(1 + k_g); \quad (37)$$

$$k_g = \frac{(1 - \bar{V})^2 \cdot \lambda(t)}{2\bar{V}\{1 + \bar{V}[\frac{2}{\lambda(t)} - 1]\}}, \quad (38)$$

причем коэффициент k_g определяет не только изменение силы жидкостного трения в процессе разгона, но и, согласно [17], происходящее при этом изменение величины относительного зазора ξ подшипника скольжения и, соответственно, эксцентриситета χ положения вала в отверстии подшипника:

$$\xi = \frac{1}{1 + k_g}; \chi = 1 - \xi = k_g \cdot \xi. \quad (39)$$

Указанная в выражении (38) безразмерная временная функция $\lambda(t)$ в форме (24) или (27) имеет четкие пределы изменения, определяемые зависимостями (22), (23) и (27). Подставляя в зависимости (37) и (38) верхний предел временной функции $\lambda(t)=1$, получаем предельную кривую 8–9–10 (верхняя граница жидкостного трения на диаграмме рис. 2), характеризующую реальные гидродинамические опоры скольжения с переменной в процессе разгона вала минимальной толщиной слоя смазки h_{\min} (т.е. с возрастающим эксцентриситетом вала вследствие его известного [4] всплытия и подъема на образующем гидравлическом клине).

После подстановки в (37) и (38) нижнего предела временной функции $\lambda(t)=0$, (при котором $k_g=0$) зависимость (37) вырождается в прямую 0–10 вида $\bar{F} = \bar{V}$, представляющую известную [1, 2] асимптоту Ньютона–Петрова (см. рис. 2) идеализированного радиального подшипника скольжения с постоянно нулевым (даже при невращающемся валу под радиальной нагрузкой) эксцентриситетом вала (что не соответствует действительности).

Отметим, что на практике значение безразмерной временной функции $\lambda(t)=1$ (т.е. граничная кривая 8–9–10 на рис. 2) отражает работу гидродинамического подшипника с малым соотношением длины подшипника ℓ к диаметру вала d ($\ell/d \rightarrow 0$) или аналогичной поступательной направляющей с малым соотношением ее ширины B и длины L ($B/L \rightarrow 0$). Другое предельное значение $\lambda(t)=0$ (т.е. граничная прямая 0–10 на рис. 2) отражает работу подшипника бесконечной длины (при $\ell/d \rightarrow \infty$) или очень широкой и короткой поступательной направляющей (при $B/L \rightarrow \infty$). Следовательно, диапазон изменения характеристик силы трения от нижней границы (это прямая 0–10) до верхней границы (это кривая 8–9–10) представляет возможную область жидкостного трения различных гидродинамических опор скольжения. Таким образом, задавая в

выражениях (37) и (38) различные значения $\lambda(t)=0\dots 1$, можно смоделировать весь требуемый спектр [25] скоростных характеристик трения гидродинамических опор скольжения.

Анализ выражения (37) с учетом (38) на экстремум при $\lambda(t)=1$ (граничная кривая 8–9–10 на рис. 2) показывает существование при $\bar{V}=0,1547$ (и соответственно, $k_g=2$) минимума силы трения $F=F_{\min}$, составляющего 0,928 от силы трения покоя (точка 8 на рис. 2). Это означает, что согласно (38) и (39) работа нагруженного подшипника скольжения с минимальной силой трения F_{\min} (идеальная цель при проектировании любой машины) будет достигаться при оптимальной относительной толщине масляного слоя (относительном радиальном зазоре):

$$\xi_{opt} = \frac{1}{1+k_g} = \frac{1}{1+2} = \frac{1}{3},$$

т.е. относительный эксцентриситет правильно спроектированного подшипника скольжения при его работе под нагрузкой должен быть равен:

$$\chi_{opt} = 1 - \xi_{opt} = 1 - \frac{1}{3} = \frac{2}{3}.$$

В заключение отметим, что использование указанных предельных законов внешнего (28) и внутреннего (29) трения, а также универсальных констант трения (30) для решения разнообразных прикладных задач машиностроения позволило получить аналитические расчетные зависимости:

а) *общей характеристики трения гибких тел* [16], которая (в отличие от уравнения Эйлера для полностью буксующей неупругой и бесконечно тонкой ленты [7]) учитывает упругость и толщину гибкой связи (например, ремня в ременной передаче) и наличие дуги покоя на шкиве ременной передачи – использована для расчета [16] минимально возможных размеров и усилия натяжения ременной передачи из условия отсутствия пробуксовки ремня;

б) формул для *расчета предельного диапазона малых скоростей и перемещений* [12], в котором отсутствует скачкообразное скольжение и вредные фрикционные автоколебания – использованы для расчета [13] точных станков на плавность малых перемещений, а также при проектировании [11] беговых испытательных стендов для диагностики тормозных систем транспортных средств в области малых скоростей движения со стабильным трением;

в) *нелинейной скоростной характеристики силы вязкого трения* [17] для использования в динамических расчетах гидродинамических подшипников скольжения (вместо экспериментальной кривой Герси–Штрибека [1, 2, 7]);

г) *безразмерной характеристики перехода тела из покоя к движению в условиях сухого трения* [11], приводящего к нестабильности силы трения и неустойчивому движению технологических машин на малых (около нулевых) скоростях (см. рис. 2) – использована для определения способов уменьшения вредных последствий этого явления еще на этапе проектирования машин;

д) *безразмерной характеристики перехода тела от покоя к движению в условиях вязкого трения* [18] и возникновения подъемного эффекта гидродинамического клина в гидродинамических опорах скольжения – использована для расчета [17] оптимального относительного зазора (толщины слоя смазки).

Выводы

1. Сила сопротивления относительному сдвигу контактирующих фрикционных поверхностей (т.е. сама сила трения) формируется в механической системе происходящими в ней динамическими процессами по законам (28), (29) и соответствующим этим законам графикам диаграммы перехода тела от покоя к движению в условиях сухого или вязкого трения (представленным на рис. 2).

2. Согласно показанной на рис. 2 диаграмме перехода возникающее (при $\lambda(t) \neq 0$) превышение силы трения покоя по отношению к силе трения движения ($F_s > F_k$), приводящее к возникновению вредных фрикционных автоколебаний, обусловлено (является результатом) пластической динамической деформацией фрикционного контакта (т.е. тангенциальным сдвигом так называе-

мого [3] «третьего тела»). Следовательно, необходимым условием начала движения любого тела в условиях сухого (внешнего) трения является наличие в процессе предварительного смещения зоны пластической деформации на диаграмме перехода (в виде обязательного участка кривой 1–2 на рис. 2), во время которой происходит накопление энергии упругими элементами привода и вызывает последующее начало движения всего тела (срыв тела в точке 2 на рис. 2).

На диаграмме (см. рис. 2) также показано, что при отсутствии зоны пластической деформации увеличение сдвигающей силы идет только по линейному закону (участок $0-1^*$), что приводит к $F_s = F_k$, и именно поэтому фрикционные автоколебания не возникают.

3. Установленные в динамической теории предельного трения [10–18] аналитические пределы сил, коэффициентов и углов трения полностью согласуются с результатами экспериментальных исследований различных пар трения, выполненных в разных странах разными авторами [1; с. 176, фиг. 7.1; с. 355, фиг. 13.6], [2, с. 15], [3, с. 103], [4, том 2, с. 159, рис. 8], [5; с. 90, рис. 2.30; с. 92], [20, с. 36], [21, с. 61, рис. 43], [22, с. 456, табл. 2], [23; с. 72, табл. 3; с. 75, табл. 4; с. 214, рис. 4], [25, том 2, с. 332].

Литература

1. Мур Д. Основы и применения трибоники / Пер. с англ. – М.: Изд-во «Мир», 1978. – 488 с.
2. Боуден Ф.П., Тейбор Д. Трение и смазка твердых тел / Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1968. – 542 с.
3. Польцер Г., Майсснер Ф. Основы трения и изнашивания / Пер. с нем. – М.: Машиностроение, 1984. – 263 с.
4. Трение, изнашивание и смазка: Справочник: В 2-х кн. / Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – Кн. 2. – 358 с.
5. Крагельский И.В., Гитис Н.В. Фрикционные автоколебания. – М.: Наука, 1987. – 181 с.
6. Виравов Р.В. Тяговые свойства фрикционных передач. – М.: Машиностроение, 1982. – 263 с.
7. Теория механизмов и механика машин: Учебник для вузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 664 с.
8. Детали машин: Учебник для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 544 с.
9. Вульфсон И.И. Некоторые заметки об опыте изложения курса теории механических колебаний применительно к задачам динамики машин // Теория механизмов и машин. – 2005. – № 1(5). – С. 44–53.
10. Пожбелко В.И. Законы предельного трения // Вестник Российской академии транспорта (Уральское межрег. отд.). – Курган: РАТ, 1999. – Вып. 2. – С. 226–228.
11. Пожбелко В.И. Моделирование перехода тела от покоя к движению и возникновение неустойчивости внешнего трения // Вестник Российской академии транспорта (Уральское межрег. отд.). – Курган: РАТ, 2000. – Вып. 3. – С. 371–374.
12. Пожбелко В.И. Динамическое моделирование и существование предельного «скачка» силы трения в расчетах станков на плавность малых перемещений // Конструкторско-технологическая информатика – 2000: Труды IV Межд. конгресса. В 2-х т. – М.: Изд-во «Станкин», 2000. – Т.2. – С. 105–108.
13. Пожбелко В.И. Динамическое моделирование силы трения в расчетах станков на плавность малых перемещений // Станки и инструмент. – М.: Изд-во СТИН, 2002. – Вып. 8. – С. 16–22.
14. Пожбелко В.И. Механическая модель трения и нахождение универсальных триботехнических констант // Известия Челябинского научного центра. – Челябинск: УрО РАН, 2000. – Вып. 1. – С. 33–38. – <http://csc.ac.ru/news/2000.1>.
15. Пожбелко В.И. Аналитическая временная зависимость статического трения и пороговая прочность фрикционных связей // Известия Челябинского научного центра. – Челябинск: УрО РАН, 2000. – Вып. 1. – С. 39–43. – <http://csc.ac.ru/news/2000.1>.
16. Пожбелко В.И. Силовые закономерности упруго-деформируемой ременной передачи (новая постановка задачи Эйлера) // Известия Челябинского научного центра. – Челябинск: УрО РАН, 2000. – Вып. 3. – С. 56–62. – <http://csc.ac.ru/news/2000.3>.
17. Пожбелко В.И. Динамическое моделирование и нелинейная безразмерная аналитическая характеристика сил вязкого трения гидродинамических опор скольжения // Известия Челябинского

научного центра. – Челябинск: УрО РАН, 2003. – Вып. 1. – С. 71–76. – <http://csc.ac.ru/news/2000.1>.

18. Пожбелко В.И. Безразмерная диаграмма перехода тела от покоя к движению в условиях вязкого гидродинамического скольжения // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2004. – Вып. 4. – № 5(34). – С. 4–11.

19. Rabinovich E. The Nature of Static and Kinetic Coefficients of Friction // J. Appl. Phys. – 1951. – V. 222, № 2. – P.1373–1376.

20. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 370 с.

21. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1977. – 392 с.

22. Кухлинг Х. Справочник по физике / Пер. с нем. – М.: Мир, 1982. – 520 с.

23. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: Справочник (серия «Основы проектирования машин»). – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.

24. Толчин В.Н. Инерциоид. Силы инерции, как источник поступательного движения. – Пермь: Кн. изд-во, 1977. – 99 с.

25. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. – М.: Машиностроение, 1988. – Т. 2. – 542 с.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТРЕХКООРДИНАТНОГО МАНИПУЛЯТОРА С ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СТРУКТУРОЙ

В.А. Смирнов, М.М. Тверской

Рассмотрено построение математической модели механизма с параллельной кинематической структурой, имеющего три степени свободы. Представлены результаты математического моделирования.

На кафедре «Автоматизация механосборочного производства» Южно-Уральского государственного университета разработан механизм с параллельной кинематической структурой, выполняющий в составе лабораторного комплекса «Мехатронные устройства» роль трехкоординатного манипулятора. Основу механизма (рис. 1) составляют три раздвижные штанги 1, 2, 3, способные изменять свою длину при помощи встроенных в них электродвигателей. Каждая штанга соединена с фланцем манипулятора 4 трехстепенным шарниром, при помощи двухстепенных шарниров штанги связаны с неподвижным основанием.

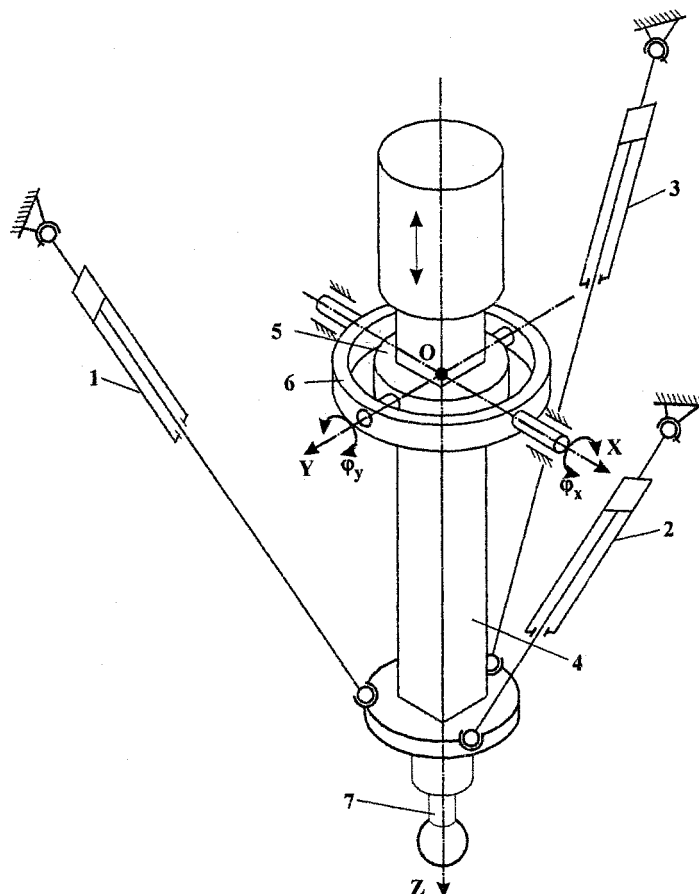


Рис. 1

Конструкция механизма обеспечивает пространственное движение манипулятора 4 вокруг неподвижной точки O – центра шарнира 5, 6. С помощью направляющей наружной поверхности, имеющей в поперечном сечении квадратную форму, манипулятор образует с внутренним кольцом 5 карданова шарнира поступательную пару, обеспечивающую изменение расстояния от характерной точки инструмента 7 до неподвижной точки O .

Одними из основных достоинств рассматриваемого механизма являются высокая жесткость и значительное усилие, развиваемое совокупным действием приводов раздвижных штанг 1, 2, 3.

Управление механизмом осуществляется за счет изменения длин штанг. В связи с тем, что механизм содержит только три штанги, то положение манипулятора должно задаваться тремя координатами, например, координатами x_K , y_K , z_K центра фланца манипулятора (точка К на рис. 2, а) в неподвижной системе координат $OXYZ$. Требуемое положение точки К может задаваться также в сферической системе координат $\rho = |OK|$, θ , φ . Пересчет сферических координат в декартовы и обратно производится с использованием следующих выражений [1]:

$$x_K = \rho \cos \varphi \sin \theta, \quad y_K = \rho \sin \varphi \sin \theta, \quad z_K = \rho \cos \theta,$$

$$\rho = \sqrt{x_K^2 + y_K^2 + z_K^2}, \quad \theta = \arctg \frac{\sqrt{x_K^2 + y_K^2}}{z_K}, \quad \varphi = \arctg \frac{y_K}{x_K}.$$

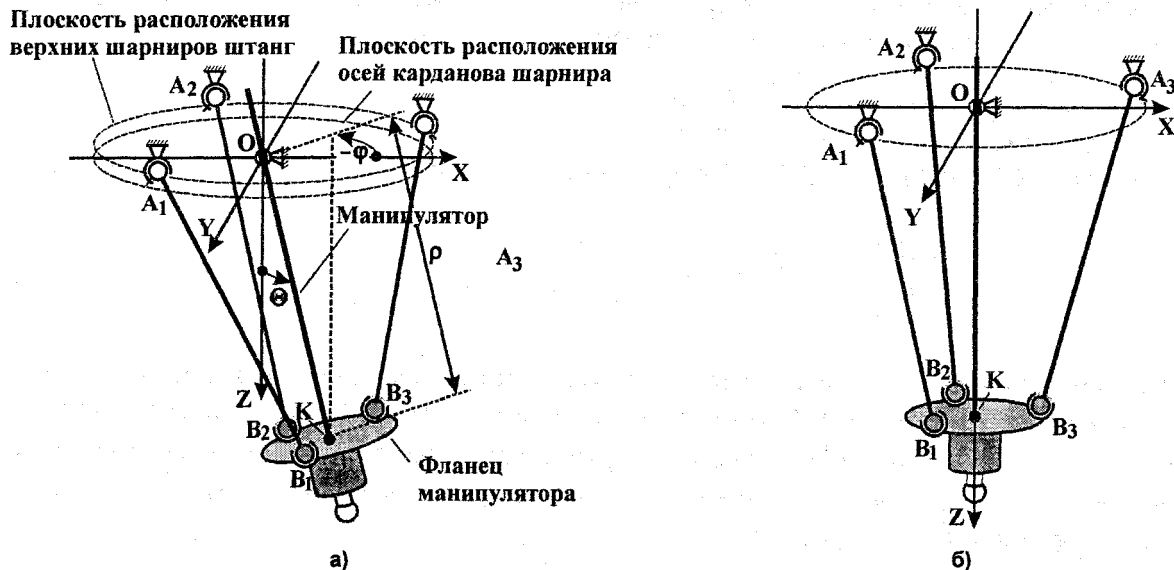


Рис. 2

Найдем выражения, связывающие длины L_i штанг с заданными координатами точки К.

Предположим, что в начальном состоянии ось манипулятора вертикальна. Длины L_i всех штанг при этом одинаковы (рис. 2, б), ось OZ проходит через центры окружностей, на которых расположены верхние (A_i) и нижние (B_i) шарниры штанг. Конструкция рассматриваемого механизма запрещает поворот вокруг продольной оси манипулятора, но разрешает перемещение вдоль этой оси (в начальном состоянии продольной осью является ось OZ). Поэтому переход из начального состояния (см. рис. 2, б) в требуемое (см. рис. 2, а) опишем следующим образом.

1-й этап – выдвигание манипулятора вдоль оси OZ до тех пор, пока расстояние от точки К до точки О не станет равно требуемому значению ρ .

2-й этап – разворот вокруг оси OX . Разворот осуществляется на угол α таким образом, чтобы продольная ось манипулятора проходила через точку М с координатами $(0, y_K, z_K)$. Введем новую систему координат $OX'Y'Z'$ (рис. 3, а), для которой ось OX' совпадает с осью OX , ось OZ' является осью направляющего стержня, ось OY' дополняет тройку осей до правой. На рис. 3, а показан вид с положительного конца оси OX' .

В результате центр фланца манипулятора окажется в точке K_2 с координатами $(0, -\rho \sin \alpha, \rho \cos \alpha)$. Угол α может быть определен из следующего выражения:

$$\operatorname{tg} \alpha = -\frac{y_K}{z_K} = -\frac{\sin \varphi \sin \theta}{\cos \theta} = -\sin \varphi \operatorname{tg} \theta.$$

Переход от системы координат $OX'Y'Z'$ к системе координат $OXYZ$ будет осуществляться при помощи матрицы поворота

Расчет и конструирование

$$A_1 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix}.$$

3-й этап – разворот в точке O вокруг оси OY' . Разворот осуществляется на угол β таким образом, чтобы ось направляющего стержня проходила через точку N с координатами (x_K, y_K, z_K) . Введем новую систему координат $OX''Y''Z''$ (рис. 3, б), для которой ось OY'' совпадает с осью OY' , ось OZ'' является осью направляющего стержня, ось OX'' дополняет тройку осей до правой. На рис. 3, б показан вид с положительного конца оси OY'' .

Так как расстояние от точки N до точки O равно $\sqrt{x_K^2 + y_K^2 + z_K^2} = \rho$, то в результате поворота центр фланца манипулятора совпадет с точкой N – осуществится переход в конечное состояние. Угол β может быть определен из следующего выражения:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{x_K}{\sqrt{y_K^2 + z_K^2}} = \frac{\cos \varphi \sin \theta}{\sqrt{\sin^2 \varphi \sin^2 \theta + \cos^2 \theta}}.$$

Переход от СК $OX''Y''Z''$ к СК $OX'Y'Z'$ будет осуществляться при помощи матрицы поворота

$$A_2 = \begin{pmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta \end{pmatrix}.$$

Рассмотренный переход центра подвижной платформы из начального состояния в конечное (требуемое) позволяет определить углы α и β , необходимые для вычисления элементов матриц поворота A_1 и A_2 . С использованием этих матриц можно определить координаты каждого из нижних шарниров, обеспечивающие нахождение центра подвижной платформы в точке с требуемыми координатами (x_K, y_K, z_K) :

$$\begin{pmatrix} x_{B_i}^{\text{кон}} \\ y_{B_i}^{\text{кон}} \\ z_{B_i}^{\text{кон}} \end{pmatrix} = A_2 A_1 \begin{pmatrix} x_{B_i}^{\text{нач}} \\ y_{B_i}^{\text{нач}} \\ z_{B_i}^{\text{нач}} \end{pmatrix},$$

где $x_{B_i}^{\text{нач}}, y_{B_i}^{\text{нач}}, z_{B_i}^{\text{нач}}$ – координаты i -го нижнего шарнира в неподвижной системе координат СК $OXYZ$ в начальном состоянии; $x_{B_i}^{\text{кон}}, y_{B_i}^{\text{кон}}, z_{B_i}^{\text{кон}}$ – координаты i -го нижнего шарнира в неподвижной системе координат $OXYZ$ в конечном состоянии. Очевидно, что $z_{B_i}^{\text{нач}} = \sqrt{x_K^2 + y_K^2 + z_K^2} = \rho$. Координаты $x_{B_i}^{\text{нач}}$ и $y_{B_i}^{\text{нач}}$ для начального состояния, показанного на рис. 3, а, легко определимы из конструкции манипулятора.

Длины штанг L_i , обеспечивающие перевод центра фланца манипулятора в точку с заданными координатами (x_K, y_K, z_K) , определяются следующими зависимостями:

$$L_i = \sqrt{(x_{A_i} - x_{B_i}^{\text{кон}})^2 + (y_{A_i} - y_{B_i}^{\text{кон}})^2 + (z_{A_i} - z_{B_i}^{\text{кон}})^2}, \quad i = \overline{1, 3}, \quad (1)$$

где $x_{A_i}, y_{A_i}, z_{A_i}$ – координаты верхних шарниров в неподвижной системе координат $OXYZ$. Данные координаты также легко определимы из конструкции механизма.

Уравнения (1) могут быть использованы как для организации управления механизмом, так и для моделирования его поведения. При помощи этих уравнений можно определить рабочую область рассматриваемого механизма – совокупность положений некоторой характерной точки при заданных ограничениях на длины раздвижных штанг. Данная точка определяется типом инструмента, закрепленного на манипуляторе. Примем для простоты, что характерной точкой является центр фланца манипулятора. На рис. 4 показаны сечения рабочей области механизма плоскостями, перпендикулярными оси OZ , цифрами обозначены координаты z этих плоскостей. Очевид-

но, что обрабатываемую деталь целесообразно размещать (по координате z) в той части рабочей области, в которой площади сечений максимальны.

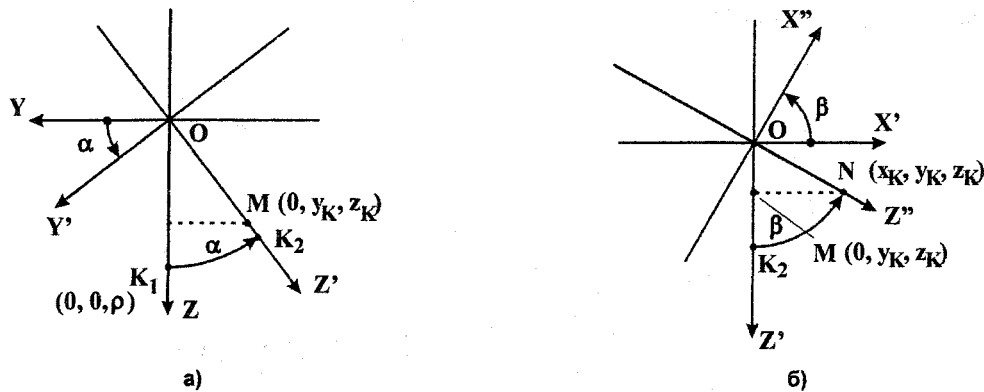


Рис. 3

При моделировании было принято, что карданов шарнир находится в плоскости расположения верхних шарниров штанг, шарниры расположены на окружностях радиусами 300 мм (верхние шарниры) и 50 мм (нижние шарниры) с угловым шагом в 120 градусов, один из верхних шарниров лежит на оси OX , длины штанг могут изменяться в диапазоне от 250 до 450 мм.

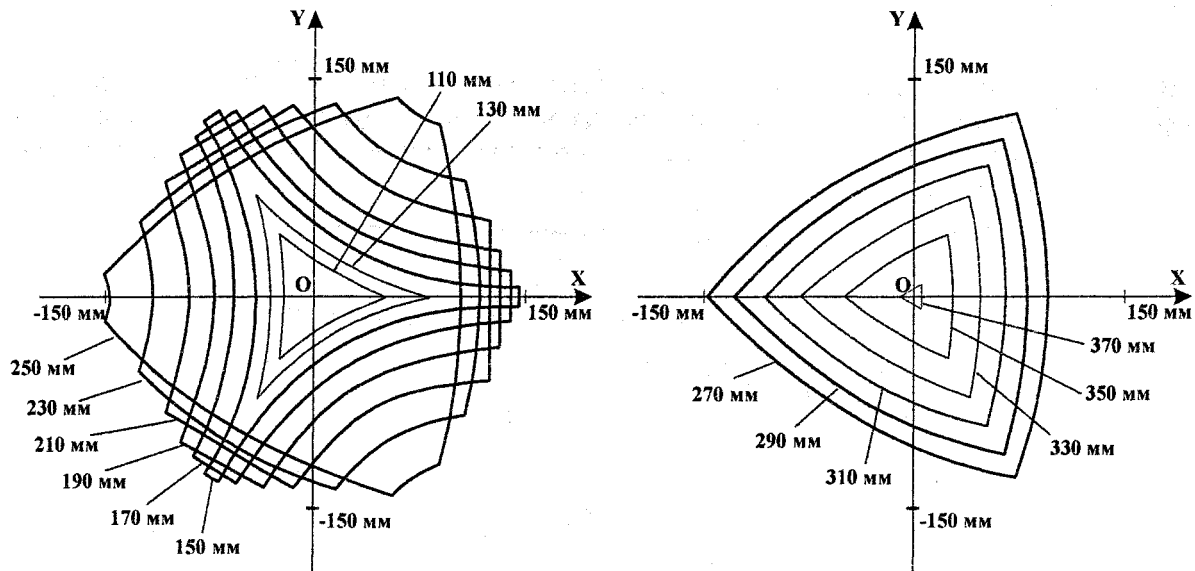


Рис. 4

Рассматриваемый механизм предназначен для выполнения сборочных или обрабатывающих операций. В любом случае представляет интерес такое управление механизмом, при котором его рабочий орган осуществляет равномерное движение по траектории, представляющей собой отрезок прямой. С точки зрения сборочных операций это позволит осуществлять основные сборочные операции вставления и надевания. При реализации какой-либо обработки такое перемещение позволит решить задачу приближенного формирования требуемой траектории с использованием линейной интерполяции [2].

Определим характер изменения длин раздвижных штанг при условии, что точка K движется по прямой из точки с координатами (x_1, y_1, z_1) в точку (x_2, y_2, z_2) . В этом случае закон изменения координат точки K во времени является линейным:

$$x(t) = x_1 + \frac{x_2 - x_1}{\Delta t} t, \quad y(t) = y_1 + \frac{y_2 - y_1}{\Delta t} t, \quad z(t) = z_1 + \frac{z_2 - z_1}{\Delta t} t.$$

На рис. 5 показаны результаты моделирования поведения механизма в случае, когда координаты точки K должны изменяться по линейному закону от $(-50, 40, 200)$ до $(50, 80, 270)$.

Расчет и конструирование

Из рисунка видно, что для обеспечения линейного перемещения точки К по координатам x , y , z требуется изменение длин штанг по нелинейному закону. Это является особенностью рассматриваемого механизма.

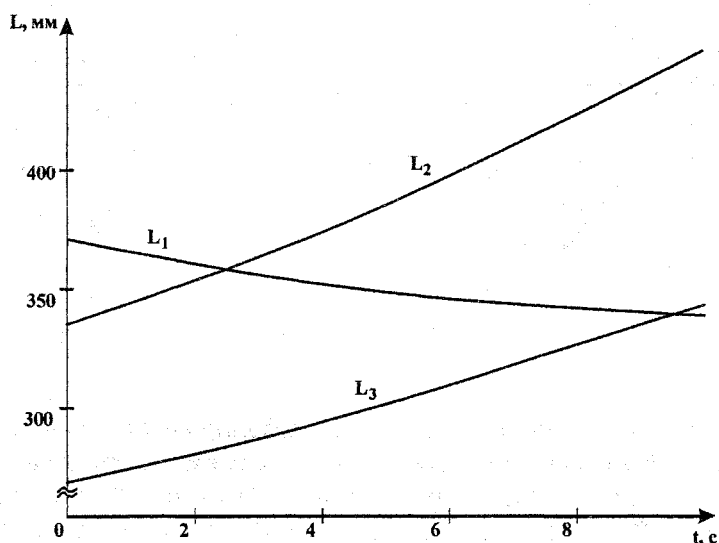


Рис. 5

Нелинейный характер изменения длин штанг должен обеспечиваться управлением, при котором скорости электродвигателей, изменяющих длины штанг, не будут являться постоянными (рис. 6). При моделировании принято, что изменению длины штанги на 1 мм соответствует один оборот вала электродвигателя.

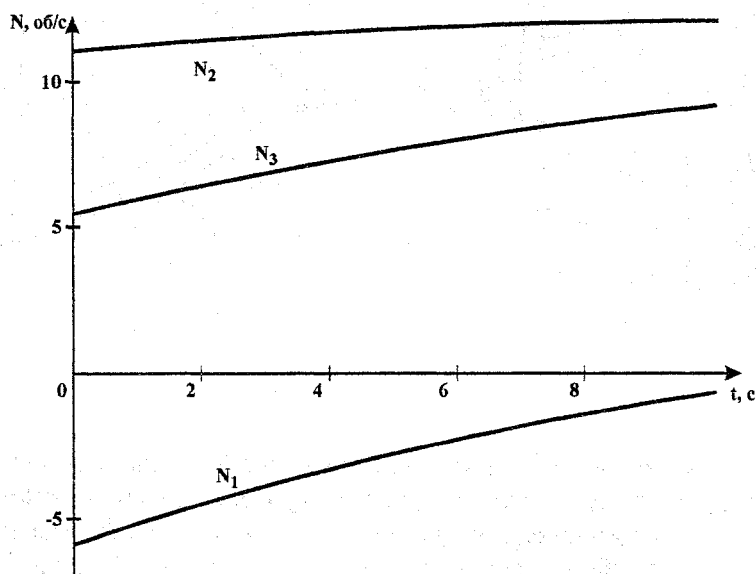


Рис. 6

В дальнейшем должна быть решена задача замены непрерывных нелинейных законов изменения длин штанг механизма кусочно-линейными. Это позволит перейти к достаточно просто реализуемому управлению, при котором скорости электродвигателей, изменяющих длины штанг, будут являться кусочно-постоянными.

Литература

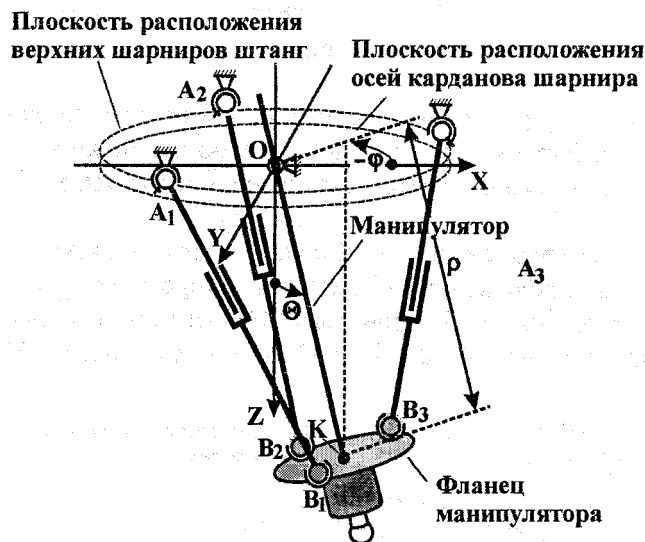
1. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1968.
2. Бойков В.Д., Вашкевич С.Н. Решение траекторных задач в микропроцессорных системах ЧПУ / Под ред. В.Б. Смолова. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд., 1986. – 106 с.

АЛГОРИТМ УПРАВЛЕНИЯ МЕХАНИЗМОМ С ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СТРУКТУРОЙ

В.А. Смирнов, В.Б. Федоров

Приведен алгоритм управления механизмом с параллельной кинематической структурой, имеющим три степени свободы, обеспечивающий перемещение рабочего органа по заданной траектории. Представлены результаты математического моделирования.

Управление механизмом с параллельной кинематической структурой (рис. 1), математическая модель которого представлена в работе [1], имеет свои особенности. Так как в общем случае перемещение инструмента, закрепленного на фланце манипулятора, по заданной траектории осуществляется за счет одновременного изменения длин всех трех штанг, то при работе этого механизма в каждый момент времени должна выдерживаться согласованность скоростей двигателей, изменяющих длины штанг механизма. Нарушение согласованности между скоростями приведет к отклонению траектории движения инструмента от заданной.



Пусть необходимо осуществить перемещение некоторой характерной точки механизма из исходного состояния, описываемого координатами $(x_{И}, y_{И}, z_{И})$, в требуемое состояние с координатами $(x_{ТР}, y_{ТР}, z_{ТР})$ за время $t_{ТР}$ по заданной траектории. В качестве характерной выберем точку K центра фланца манипулятора. На рис. 2 для примера показана некоторая траектория, при обработке которой изменяются только координаты x и y точки K .

При работе механизма заданная траектория должна разбиваться на участки, характер движения на которых описывается простыми зависимостями. В наиболее простом случае на участках могут быть реализованы линейные зависимости координат от некоторого параметра, в качестве которого может выступать время. Данная замена заданной траектории отрезками называется линейной интерполяцией траектории [2].

Применительно к управлению рассматриваемым механизмом в общем случае должна решаться задача трехмерной интерполяции траектории. В ходе решения этой задачи получается информация о координатах $(x_{Н_i}, y_{Н_i}, z_{Н_i})$ начальной и $(x_{К_i}, y_{К_i}, z_{К_i})$ конечной точек i -го линейного участка траектории, а также его длительности t_i . На каждом линейном участке координаты должны изменяться в соответствие со следующими выражениями:

Расчет и конструирование

$$x_i(t) = \frac{(x_{K_i} - x_{H_i}) \cdot t}{t_i} + x_{H_i}, \quad y_i(t) = \frac{(y_{K_i} - y_{H_i}) \cdot t}{t_i} + y_{H_i}, \quad z_i(t) = \frac{(z_{K_i} - z_{H_i}) \cdot t}{t_i} + z_{H_i},$$

где t – время от начала i -го линейного участка траектории. Очевидно, что $(x_{H_i}, y_{H_i}, z_{H_i}) = (x_{H_1}, y_{H_1}, z_{H_1}) = (x_{H_2}, y_{H_2}, z_{H_2}) = (x_{K_1}, y_{K_1}, z_{K_1})$ и т. д.

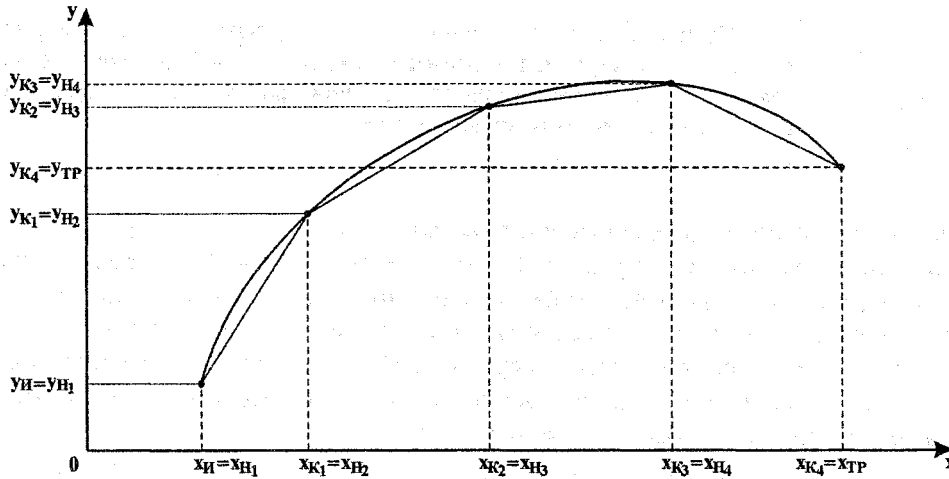


Рис. 2

Как показано в работе [1], формирование линейной траектории характерной точки рассматриваемого механизма требует изменять длины штанг по нелинейным законам. Следовательно, в общем случае скорость каждого из электродвигателей, изменяющих длины штанг, постоянно меняется.

При построении цифровых систем достаточно просто реализуется ступенчатое управление, при котором скорость электродвигателя в течение некоторого интервала времени является постоянной. Поэтому при управлении рассматриваемым механизмом необходимо решить задачу замены непрерывных требуемых нелинейных законов изменения длин штанг кусочно-линейными (рис. 3).

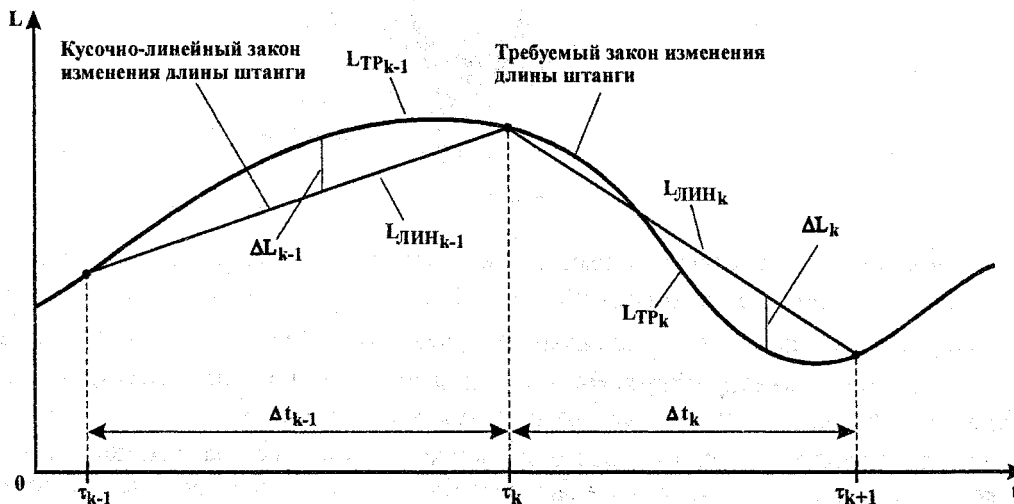


Рис. 3

Решение данной задачи сводится к определению временных интервалов Δt_k^j , на которых скорость вращения электродвигателя j -й штанги остается постоянной. На каждом из этих интервалов реальная длина штанги должна отличаться от требуемой на величину

$$\Delta L_i^j \leq \Delta L_{\text{MAX}}, \quad (1)$$

где $j=1, 3$ – номер штанги, ΔL_{MAX} – заданное максимальное отклонение. Количество этих интервалов может быть разным для электродвигателей разных штанг, желательно, чтобы оно было

минимальным. В моменты времени τ_k^j осуществляется изменение скорости вращения электродвигателя j -й штанги.

Задача определения длительности Δt_k^j интервала сводится к нахождению максимума этой длительности при выполнении ограничений (1). Ниже предлагается вариант решения этой задачи.

Пусть требуемый закон изменения длины j -й штанги задается дискретной функцией $L^j(t_n) = L^j(x(t_n), y(t_n), z(t_n))$, где $x(t_n), y(t_n), z(t_n)$ – координаты характерной точки механизма в моменты времени $t_n = n \cdot \Delta t + t_H$, $n = 0 \dots N-1$, $\Delta t = \frac{t_K - t_H}{N-1}$, N – количество отсчетов дискретной

функции, t_H, t_K – моменты начала и окончания изменения длины штанги по заданному закону. Значение t_K принимается за начальное для первого интервала постоянства скорости электродвигателя j -й штанги, т. е. $\tau_1^j = t_K$. Далее для моментов времени t_i , $i = 2, 3 \dots$ определяются отклонения

$$\Delta L^j(t_u) = \left| L^j(t_u) - \frac{L^j(t_i) - L^j(\tau_1^j)}{t_i - \tau_1^j} t_u \right|, \text{ где } t_u = \tau_1^j + \Delta t, \dots, t_{i-1} \text{ и сравниваются с } \Delta L_{\text{MAX}} \text{ (рис. 4)}.$$

Вычисления останавливают, как только текущее i -е значение $\Delta L^j(t_u)$ превысит ΔL_{MAX} . Значение t_{i-1} будет являться конечным для первого интервала постоянства скорости электродвигателя j -й штанги и начальным для следующего, т. е. $\tau_2^j = t_{i-1}$ и $\Delta t_1^j = \tau_2^j - \tau_1^j$.

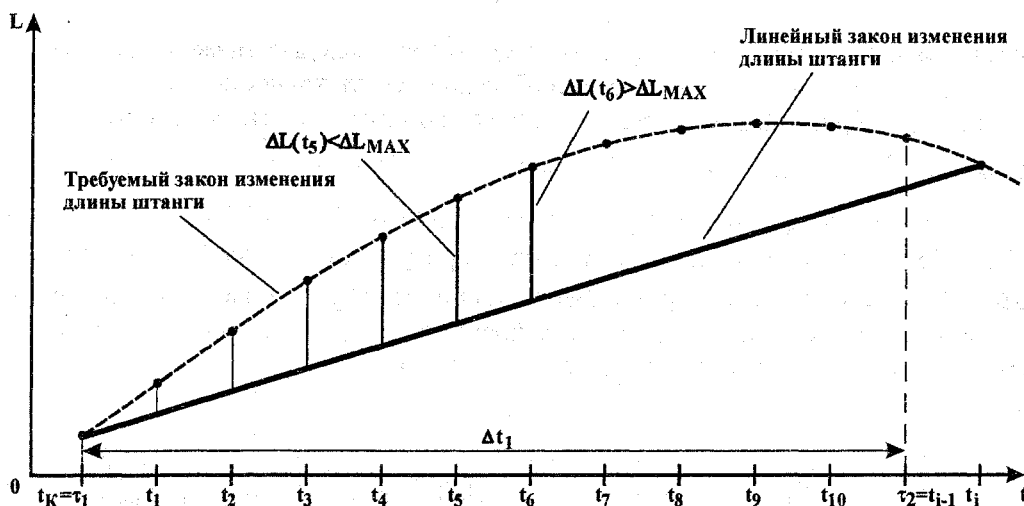


Рис. 4

Аналогично определяются начальные и конечные моменты времени остальных интервалов постоянства скорости электродвигателя. Очевидно, что конечный момент времени последнего интервала постоянства скорости должен совпадать с t_K .

Величина Δt , а значит и количество отсчетов N дискретной функции выбираются из следующего условия: для любых трех значений дискретной функции $L^j(t_i - \Delta t)$, $L^j(t_i)$ и $L^j(t_i + \Delta t)$

$$\text{должно выполняться неравенство } \left| L^j(t_i) - \frac{L^j(t_i + \Delta t) - L^j(t_i - \Delta t)}{2} \right| \leq \Delta L_{\text{MAX}}.$$

Представленная методика позволяет определить для каждого двигателя интервалы постоянства его угловой скорости. Количество этих интервалов будет различным для двигателей разных штанг. На рис. 5 показаны результаты моделирования поведения рассматриваемого механизма в случае, когда координаты его характерной точки K изменяются по линейному закону от $(-50, 40, 200)$ до $(50, 80, 270)$ за $N=100$ временных отсчетов. При моделировании было принято, что координаты заданы в миллиметрах, временные отсчеты – в секундах, $\Delta L_{\text{MAX}} = 0,01$ мм.

Расчет и конструирование

Из графиков видно, что скорость электродвигателя 1-й штанги изменяется 33 раза, 2-й штанги – 12 раз, 3-й штанги – 24 раза. Всего наблюдается 55 моментов изменения скоростей двигателей.

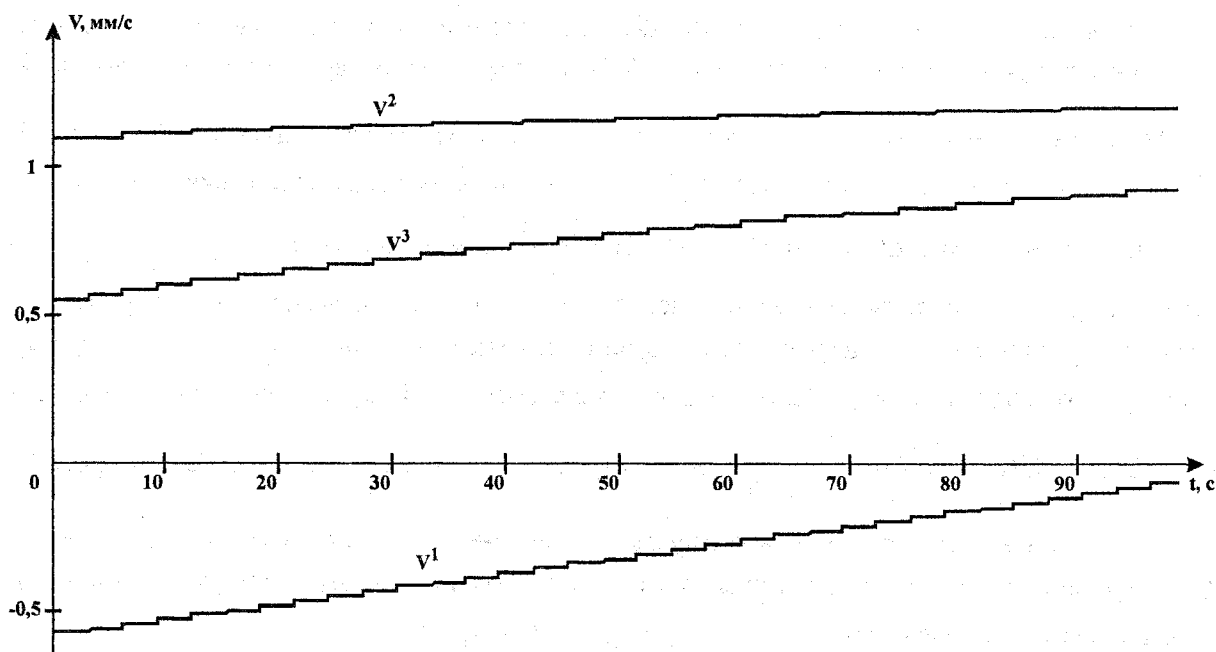


Рис. 5

В связи с тем, что реальная длина штанг механизма в каждый момент времени в той или иной степени отличается от требуемой, целесообразно оценить точность формирования траектории движения характерной точки. На рис. 6 показаны абсолютные отклонения реальных координат характерной точки от требуемых: $\Delta\rho = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2 + \Delta z^2}$, $\Delta x = x_{\text{РЕАЛ}} - x_{\text{ТР}}$, $\Delta y = y_{\text{РЕАЛ}} - y_{\text{ТР}}$, $\Delta z = z_{\text{РЕАЛ}} - z_{\text{ТР}}$. Под требуемыми координатами понимаются значения $x(t_n)$, $y(t_n)$, $z(t_n)$. Реальные координаты определяются при решении прямой задачи движения рассматриваемого механизма – задачи определения координат характерной точки механизма по заданным длинам его штанг. Длины штанг при решении этой задачи задаются исходя из ступенчатого управления скоростью электродвигателей (см. рис. 5).

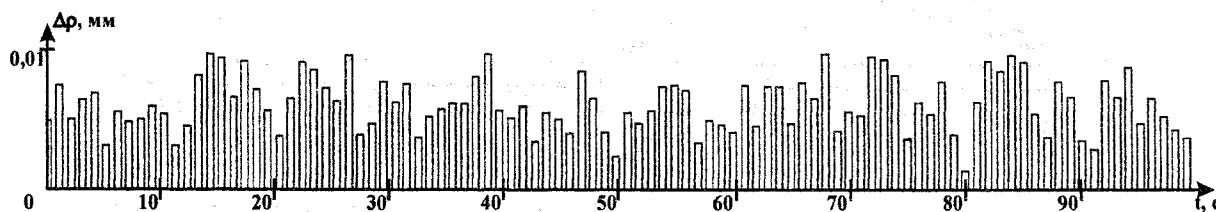


Рис. 6

Анализ отклонений, показанных на рис. 6, позволяет сделать важный практический вывод: погрешность формирования траектории характерной точки механизма не превосходит величины заданного максимального отклонения $\Delta L_{\text{МАХ}}$, задаваемого при организации управления электродвигателями штанг. Таким образом, величина $\Delta L_{\text{МАХ}}$ может задаваться исходя из требуемой точности формирования траектории движения характерной точки.

Литература

1. Смирнов В.А., Тверской М.М. Математическая модель трехкоординатного манипулятора с параллельной кинематической структурой // В настоящем журнале.
2. Бойков В.Д., Вашкевич С.Н. Решение траекторных задач в микропроцессорных системах ЧПУ / Под ред. В.Б. Смолова. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд., 1986. – 106 с.

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ВИБРОАКТИВНОСТИ БУКСЫ ВАГОНА

А.М. Захезин, Д.Ю. Иванов

Рассмотрена математическая модель виброактивности буксы вагона при его движении по рельсам. Представленная модель позволяет учесть эксплуатационные нагрузки в вертикальном и горизонтальном направлениях. Эксплуатационные нагрузки рассчитаны на основании реальных отклонений рельсовых нитей от их осей.

Виброакустическая диагностика машин и оборудования получила широкое применение в силу ряда преимуществ. Такими преимуществами являются безразборность, одинаковость структуры вибрации типового оборудования и его комплектующих, возможность использования разработанного аппарата спектрально-корреляционного анализа и декрементов случайного процесса вибрации. На этой основе дальнейшее развитие виброакустической диагностики с целью контроля технического состояния на стадии изготовления и монтажа, на стадии эксплуатации является актуальным. Кроме того, широкий класс характеристик случайной вибрации позволяет оперативно определять возникающие неисправности и определять ресурс работы машин по времени наработки.

Чувствительность вибрации механических систем к небольшим изменениям их состояния делает анализ вибраций мощным средством диагностики. Так как диагностическая информация содержится в случайной вибрации механических систем и отдельных ее комплектующих, то в процессе диагностирования должны сравниваться характеристики вибрации «первоначального состояния» с «текущими». Для успешного решения задачи вибродиагностики необходимо рассмотреть следующие вопросы: выбор типовых звеньев механической системы, выбор интервала периодичности освидетельствования механической системы, выбор места установки датчиков, выбор типа измерений и вида характеристик случайного процесса вибрации, задание типовых эксплуатационных режимов работы, выбор характеристик ресурса работы и состояния механической системы.

Отсутствие экспериментальной информации о техническом состоянии буксы предполагает на первом этапе воспользоваться математической моделью, которая позволит получить характеристики виброактивности буксы вагона с некоторым приближением.

Аналитическое исследование пространственной виброактивности транспортного средства (ТС) проводится на основе математического описания его расчетной схемы, которая отражает с некоторыми допущениями особенности динамики взаимодействия его частей под действием эксплуатационных нагрузок.

Исследование виброактивности ТС в низкочастотном диапазоне позволяет существенно упростить расчетную схему и представить его в виде динамической системы, состоящей из ряда твердых тел, соединенных безынерционными упругими и демпфирующими элементами. На относительное перемещение масс накладываются ограничения, характер которых зависит от конструктивного выполнения подвески.

Дифференциальные уравнения движения составим в системе координат Sx_{yz} (см. рисунок) с помощью уравнений Лагранжа 2-го рода.

Положение ТС определяется обобщенными координатами:

$$q_i = (z_s, y_s, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z), (i=1...5),$$

где z_s, y_s – перемещения центра масс ТС от горизонтальной и вертикальной плоскости; $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ – углы поперечного, продольного крена и угол рыскания.

Кинетическая энергия ТС тогда запишется:

$$T = \frac{M}{2} (\dot{x}_s^2 + \dot{y}_s^2 + \dot{z}_s^2) + \frac{J_{xs} \dot{\varphi}_x^2}{2} + \frac{J_{ys} \dot{\varphi}_y^2}{2} + \frac{J_{zs} \dot{\varphi}_z^2}{2}. \quad (1)$$

В полученных уравнениях движения коэффициенты имеют следующие выражения:

$$\begin{aligned}
 a''_{11} &= M, & a'_{11} &= 2(r_{1z} + r_{3z}), & a_{11} &= 2(c_{1z} + c_{2z}), & b'_{11} &= 2r_{1z}, & b_{11} &= 2c_{1z}, \\
 a'_{12} &= 2c(r_{3z} - r_{1z}), & a_{12} &= 2c(c_{3z} - c_{1z}), & & & b'_{12} &= 2r_{3z}, & b_{12} &= 2c_{3z}, \\
 a'_{21} &= -2c(r_{1z} + r_{3z}), & a_{12} &= a_{12}, & & & b'_{21} &= 2cr_{1z}, & b_{21} &= 2cc_{1z}, \\
 a''_{22} &= J_{zs}, & a'_{22} &= 2c^2(r_{1z} + r_{3z}), & a_{22} &= 2c^2(c_{1z} + c_{3z}), & b'_{22} &= -2cr_{3z}, & b_{22} &= -2cc_{3z}, \\
 a''_{33} &= J_{zs}, & a'_{33} &= 2a^2(r_{1z} + r_{3z}), & a_{33} &= 2a^2(c_{1z} + c_{3z}), & b'_{31} &= 2a^2r_{1z}, & b_{31} &= 2a^2c_{1z}, \\
 a'_{41} &= 2(r_{1y} + r_{3y}), & a_{41} &= 2(c_{1y} + c_{3y}), & & & b'_{32} &= 2a^2r_{3z}, & b_{32} &= 2a^2c_{3z}, \\
 a'_{45} &= 2c(r_{1y} + r_{3y}), & a_{45} &= 2c(c_{1y} - c_{3y}), & & & b'_{41} &= 2r_{1y}, & b_{41} &= 2c_{1y}, \\
 a'_{54} &= a'_{45}, & a_{54} &= a_{45}, & & & b'_{42} &= 2r_{3y}, & b_{42} &= 2c_{3y}, \\
 a''_{55} &= J_{zs}, & a'_{55} &= 2c^2(r_{1y} + r_{3y}), & a_{55} &= 2c^2(c_{1y} + c_{3y}), & b'_{51} &= -2cr_{1y}, & b_{51} &= -2cc_{1y}, \\
 & & & & & & b'_{52} &= 2cr_{3y}, & b_{52} &= -2cc_{3y}.
 \end{aligned} \tag{10}$$

Здесь a'' , a' , a – коэффициенты соответственно инерции, демпфирования и жесткости; b' , b – коэффициенты, преобразующие возмущения и их производные в обобщенные силы.

Применив преобразования Лапласа при нулевых начальных условиях и отнеся все к соответствующим входным воздействиям получим уравнения для передаточных функций:

$$\begin{aligned}
 W_{zs} (s^2 a''_{11} + sa'_{11} + a_{11}) + W_{\varphi y} (sa'_{12} + a_{12}) &= b'_{11}s + b_{11} + b'_{12}se^{-\omega\tau} + b_{12}se^{-\omega\tau}; \\
 W_{zs} (sa'_{11} + a_{11}) + W_{\varphi y} (s^2 a''_{22} + sa'_{22} + a_{22}) &= b'_{21}s + b_{21} + b'_{22}se^{-\omega\tau} + b_{22}se^{-\omega\tau}; \\
 W_{\varphi x} (s^2 a''_{33} + sa'_{33} + a_{33}) &= b'_{31}s + b_{31} + b'_{32}se^{-\omega\tau} + b_{32}se^{-\omega\tau}; \\
 W_{ys} (s^2 a''_{41} + sa'_{41} + a_{41}) + W_{\varphi z} (sa'_{45} + a_{45}) &= b'_{41}s + b_{41} + b'_{42}se^{-\omega\tau} + b_{42}se^{-\omega\tau}; \\
 W_{ys} (sa'_{54} + a_{54}) + W_{\varphi z} (s^2 a''_{55} + sa'_{55} + a_{55}) &= b'_{51}s + b_{51} + b'_{52}se^{-\omega\tau} + b_{52}se^{-\omega\tau},
 \end{aligned} \tag{11}$$

где $W_{zs} = \frac{Z_s(i\omega)}{q_z(i\omega)}$, $W_{\varphi y} = \frac{\Phi_y(i\omega)}{q_z(i\omega)}$, $W_{\varphi x} = \frac{\Phi_x(i\omega)}{q_\varphi(i\omega)}$, $W_{ys} = \frac{Y_s(i\omega)}{q_y(i\omega)}$, $W_{\varphi z} = \frac{\Phi_z(i\omega)}{q_y(i\omega)}$ – частотные

характеристики обобщенных координат.

Используя одностороннее преобразование Фурье получаем систему алгебраических уравнений с комплексными коэффициентами, по которой из первых двух уравнений определяем частотные характеристики по обобщенным координатам z_s , φ_y ; третье уравнение определяет частотную характеристику по обобщенной координате φ_x ; и, наконец, последние два уравнения определяют частотные характеристики по обобщенным координатам y_s , φ_z .

Теперь мы можем получить характеристики виброактивности в любой точке ТС. Например, в точке расположения буксы спектральная плотность виброускорения по соответствующим координатам определится следующим образом:

$$\begin{aligned}
 S_x &= \omega^4 f |W_{\varphi y}|^2 S_{qz}(\omega), \\
 S_y &= \omega^4 \left\{ \left[|W_{ys}|^2 - c |W_{\varphi z}|^2 \right] S_{qy}(\omega) + f |W_{\varphi x}|^2 S_{\varphi x}(\omega) \right\}, \\
 S_z &= \omega^4 \left\{ \left[|W_{zs}|^2 + c |W_{\varphi y}|^2 \right] S_{qz}(\omega) - a |W_{\varphi x}|^2 S_{\varphi x}(\omega) \right\},
 \end{aligned} \tag{12}$$

где S_{qz} , S_{qy} , $S_{\varphi x}$ – спектральные плотности входного воздействия.

Формулы являются основным соотношением в частотной области, дающим решение задачи виброактивности ТС, т.е. характеризуют прохождение стационарного процесса возмущений от профиля пути на стационарную линейную систему. В частности формулы (12) позволяют решить задачу вибронгруженности буксы на стадии проектирования.

В общем случае математическая модель вертикальных и боковых возмущений может быть представлена в виде [1–6] (см. таблицу):

Расчет и конструирование

$$S_{(\omega)}^{верт} = S_{qz} + S_{\psi\alpha} + S_{стык}^{верт} + S_{пути}^{верт} + S_{колес},$$

$$S_{(\omega)}^{бок} = S_{стык}^{бок} + S_{y},$$

$$S_{qz} = D_{qz} \frac{2\alpha_1 g^3 (\alpha_1^2 + \beta_1^2)}{\omega^4 + 2(\alpha_1^2 - \beta_1^2) g^2 \omega^2 + [(\alpha_1^2 + \beta_1^2) g^2]^2}, \quad (13)$$

$$S_{\psi\alpha} = D_{\psi\alpha} \frac{4\alpha}{\pi} \frac{\alpha^2}{(\omega^2 + \alpha^2)^2},$$

где

$$S_{стык}^{верт} = \tau_0 \left(\frac{\pi}{4 \ln 2} \right)^{\frac{1}{2}} \left[\exp \left(-\frac{\omega^2 \tau^2}{16 \ln 2} \right) \right]^2 \left[\frac{2\pi}{g_0} m_n^2 \sum_{n=1}^4 \delta(\omega - n\omega_0) + \sigma_n^2 \right],$$

$$S_{пути}^{верт} = c \frac{g^2}{\omega^2},$$

$$S_{колес} = \frac{a^2}{4} \delta(\omega - \omega_1),$$

$$S_{стык}^{бок} = k g \tau_0 \left(\frac{\pi}{4 \ln 2} \right)^{\frac{1}{2}} \left[\exp \left(-\frac{\omega^2 \tau^2}{16 \ln 2} \right) \right]^2 \left[\frac{2\pi}{g_0} m_n^2 \sum_{n=1}^4 \delta(\omega - n\omega_0) + \sigma_n^2 \right],$$

$$S_{qy} = k \frac{g^2}{\omega^2}.$$

Оценки и их доверительные границы	Объект – участок пути	Коэффициенты		
		α	β	$D_{qz}, \text{мм}^2$
Среднее значение и доверительные границы для него	1	$\bar{\alpha}=0,071$ (0,0705...0,0714)	$\bar{\beta}=0,220$ (0,2116...0,2284)	$\bar{D}_{qz}=129,33$
	2	$\bar{\alpha}=0,064$ (0,0625...0,0654)	$\bar{\beta}=0,053$ (0,0526...0,0534)	$\bar{D}_{qz}=187,55$
	3	$\bar{\alpha}=0,019$ (0,01857...0,01905)	$\bar{\beta}=0,064$ (0,0659...0,0661)	$\bar{D}_{qz}=222,50$
Среднее квадратическое отклонение	1	$\sigma_{\alpha}=0,0266$	$\sigma_{\beta}=0,1150$	$\sigma_{D_{qz}}=79,025$
	2	$\sigma_{\alpha}=0,0475$	$\sigma_{\beta}=0,0256$	$\sigma_{D_{qz}}=91,270$
	3	$\sigma_{\alpha}=0,0068$	$\sigma_{\beta}=0,0576$	$\sigma_{D_{qz}}=113,140$
Максимальное вероятностное значение	1	$\max \alpha=0,1530$	$\max \beta=0,565$	$\max D_{qz}=461,36$
	2	$\max \alpha=0,2060$	$\max \beta=0,129$	$\max D_{qz}=1468,65$
	3	$\max \alpha=0,0394$	$\max \beta=0,237$	$\max D_{qz}=113,14$
Максимальное значение, полученное обработкой эксперимента	1	$\alpha_{\max}=0,120$	$\beta_{\max}=0,3900$	$D_{qz \max}=262$
	2	$\alpha_{\max}=0,152$	$\beta_{\max}=0,0990$	$D_{qz \max}=713$
	3	$\alpha_{\max}=0,061$	$\beta_{\max}=0,0152$	$D_{qz \max}=335$
Минимальное значение, полученное обработкой эксперимента	1	$\alpha_{\min}=0,035$	$\beta_{\min}=0,08$	$D_{qz \min}=54,43$
	2	$\alpha_{\min}=0,015$	$\beta_{\min}=0,022$	$D_{qz \min}=64,20$
	3	$\alpha_{\min}=0,012$	$\beta_{\min}=0,052$	$D_{qz \min}=61,07$

При использовании численных методов расчета характеристик виброактивности ТС необходимо иметь в виду, что динамические модели отражают динамические свойства объекта в ограниченном диапазоне частот. Поэтому при определении дисперсии виброускорения верхний предел интегрирования можно ограничить значением ω_{\max} , несколько превышающим высшую собственную частоту колебаний динамической модели ТС. Учитывая, что низкочастотные колебания ТС на частоте возмущения в два и более раз меньшей собственной низшей частоты имеют малую интенсивность, можно ограничить и нижний предел интегрирования значением ω_{\min} . Таким образом, дисперсия виброускорения по осям декартового пространства, в частности в точке расположения буксы, определится следующими формулами:

$$\begin{aligned}
 D_x &= \frac{1}{\pi} \int_{\omega_{21}}^{\omega_{22}} \omega^4 f |W_{\varphi y}| S_{qz}(\omega) d\omega, \\
 D_y &= \frac{1}{\pi} \int_{\omega_{41}}^{\omega_{42}} \omega^4 |W_{ys}|^2 S_{qy}(\omega) d\omega - \frac{c}{\pi} \int_{\omega_{51}}^{\omega_{52}} \omega^4 |W_{\varphi x}|^2 S_{qy}(\omega) d\omega + \frac{f}{\pi} \int_{\omega_{31}}^{\omega_{32}} \omega^4 |W_{\varphi x}|^2 S_{\psi x}(\omega) d\omega, \\
 D_z &= \frac{1}{\pi} \int_{\omega_{11}}^{\omega_{12}} \omega^4 |W_{zs}|^2 S_{qz}(\omega) d\omega + \frac{c}{\pi} \int_{\omega_{21}}^{\omega_{22}} \omega^4 |W_{\varphi y}|^2 S_{qz}(\omega) d\omega - \frac{a}{\pi} \int_{\omega_{31}}^{\omega_{32}} \omega^4 |W_{\varphi x}|^2 S_{\psi x}(\omega) d\omega; \quad (14) \\
 \omega_{11} &= \omega_{xs}^{\min}, \omega_{12} = \omega_{xs}^{\max}, \omega_{21} = \omega_{\varphi y}^{\min}, \omega_{22} = \omega_{\varphi y}^{\max}, \omega_{31} = \omega_{\varphi x}^{\min}, \omega_{32} = \omega_{\varphi x}^{\max}, \\
 \omega_{41} &= \omega_{ys}^{\min}, \omega_{42} = \omega_{ys}^{\max}, \omega_{51} = \omega_{\varphi z}^{\min}, \omega_{52} = \omega_{\varphi z}^{\max}.
 \end{aligned}$$

Так как внешнее воздействие на ТС задается в сравнительно узком диапазоне частот, выражение (14) позволяет получить достоверный результат и в том случае, когда входные воздействия аппроксимируются не дифференцируемыми выражениями (13).

Дисперсии ускорений (14) можно использовать как базовые, увеличение которых в эксплуатационных режимах работы в первом приближении информирует о зарождающихся дефектах подшипников буксы.

Литература

1. Бук В.А., Захезин А.М. Определение прогиба подкранового рельса при движении по нему сосредоточенной нагрузки // В сб.: Динамика машин и рабочих процессов. – Челябинск: ЧПИ, 1983.
2. Бук В.А., Захезин А.М. Статистические характеристики рельсовых путей и их аппроксимация // В сб.: Динамика машин и рабочих процессов. – Челябинск: ЧПИ, 1980.
3. Камаев В.А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава. – М.: Машиностроение, 1980.
4. Иванов Д.Ю. Диагностика подшипников скольжения // В сборнике докладов и материалов II научно-технической конференции «Вибрационные машины и технологии». – Курск: КГТУ, 1995.
5. Юшина О.П. Феноменологический подход к проблеме контроля технического состояния подшипников качения // В сборнике докладов и материалов II научно-технической конференции «Вибрационные машины и технологии». – Курск: КГТУ, 1995.
6. Zakhezin A.M., Malysheva T.V., Ivanov D.U. The evaluation of the influence of elastic-viscous properties of a crane-runway on the transport-technological vehicle (TTV) random fluctuations. Proceedings of the APVC-98, 1998.

РАСЧЕТ УПРУГИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ДИАФРАГМ ДАТЧИКОВ ДАВЛЕНИЯ

С.А. Бурцев, И.А. Волошина, Е.В. Ильина,
С.В. Махнович, И. В. Русаков

Рассмотрен процесс деформирования тонких металлических оболочек в виде гофрированных мембран, используемых в датчиках давления.

Схема мембранного прибора, воплощенная в конструкции датчиков разности давлений типа Сапфир22/Метран22 [1], показана на рис. 1, а. В приборе установлены две мембраны, соединенные штоком. Разность давлений в надмембранных полостях датчика Δq приводит к смещению штока, которое регистрируется тензопреобразователем. Пространство под мембранами заполнено жидкостью. Благодаря такому техническому решению, датчик выдерживает двустороннее давление q на 2...3 порядка превышающее измеряемую величину Δq .

Одна из основных задач, которая решается при проектировании датчика, – сделать его упругую характеристику (зависимость между измеряемой величиной и перемещением чувствительного элемента) возможно более близкой к линейной. Очевидно, чем меньше нелинейность, тем проще и дешевле регистрирующая электронная часть датчика, обрабатывающая сигнал тензопреобразователя. Актуальность получения упругой характеристики прибора расчетным путем с этой точки зрения очевидна. Существует и другая причина интереса к проблеме численного моделирования поведения мембран. Метрологические параметры приборов, в частности нелинейность упругой характеристики, существенным образом зависят от производственных факторов. В результате неблагоприятного их сочетания у части приборов нелинейность превышает допустимый уровень (для датчиков Сапфир22/Метран22 – 1...2%), и такие изделия приходится браковать.

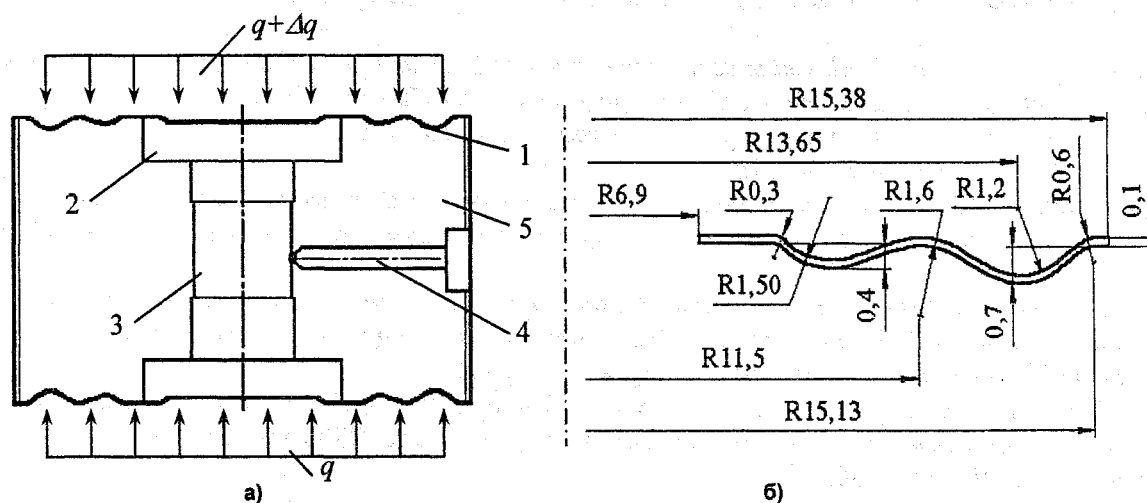


Рис. 1. Схема двухмембранного датчика и геометрические размеры гофрированной мембраны

Результаты расчетного анализа влияния технологических несовершенств на упругую характеристику приборов помогли бы обнаружить и устранить причины систематических погрешностей и, тем самым, повысить долю качественной продукции. И, наконец, еще одно обстоятельство. Класс точности прибора в конечном счете определяется вариацией его показаний при прямом и обратном нагружениях (допустимая вариация для датчиков Сапфир22/Метран22 составляет 0,1...0,3%). Причины вариации в настоящее время исследованы очень мало, но замечена некоторая корреляция ее с характером и уровнем нелинейности. Таким образом, есть надежда, что ис-

следование аномалий упругих характеристик приборов приблизит нас к пониманию природы вариации.

С точки зрения строительной механики оболочек задача, казалось бы, проста: имея под рукой пакет конечно-элементного анализа типа NASTRAN, COSMOS или ANSYS, достаточно только надлежащим образом представить исходные данные (геометрию мембраны, свойства материала, граничные условия, способ нагружения) и получить упругую характеристику прибора. Сложности проявляются с неожиданной стороны: погрешность метода расчета оказывается больше значения искомой величины, то есть степени нелинейности упругой характеристики датчика. Эту ситуацию иллюстрирует пример, приведенный на рис. 2. Здесь показаны упругие характеристики одной мембраны (геометрия мембраны – на рис.1б) при прямом $P_{пр}$ и обратном $P_{обр}$ нагружении силой, приложенной к жесткому центру. Результаты получены с помощью программ NASTRAN и НДС (численное интегрирование разрешающих уравнений теории оболочек с промежуточной ортогонализацией [2]). На этом же рисунке приведены графики изменения величин, характеризующих нелинейное поведение мембраны:

$$\delta_{np} = \frac{P_{np}(w) - \frac{P_{np}(W)}{W}w}{P_{np}(w)} 100, \quad \delta_{обр} = \frac{P_{обр}(w) - \frac{P_{обр}(W)}{W}w}{P_{обр}(w)} 100.$$

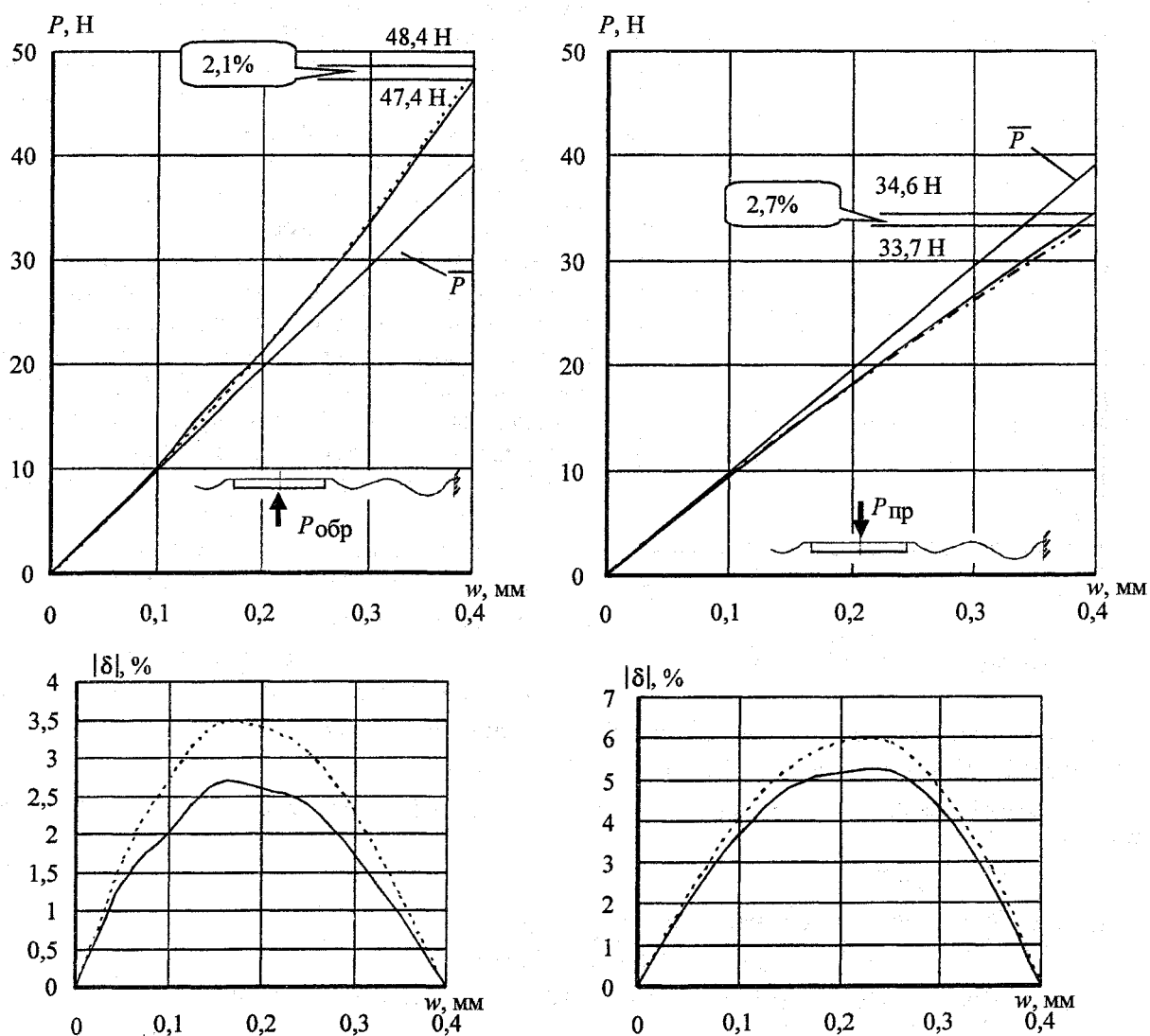


Рис. 2. Упругие характеристики мембраны при прямом и обратном нагружении силой через жесткий центр: --- NASTRAN; — НДС

Расчет и конструирование

Здесь W – максимальное значение перемещения w . Величина δ_{np} достигает наибольшего значения 3%, а $\delta_{обр}$ – 5,5%. Нелинейность независимо работающей мембраны превышает ожидаемый уровень нелинейности всего датчика (указанные выше 1...2%), но этот факт не является неожиданным – можно предположить, что при совместной работе мембран в блоке их нелинейности будут компенсироваться (кривизны упругих характеристик мембраны при прямом и обратном нагружении имеют разные знаки – см. рис.2). Обратим внимание на то обстоятельство, что расхождение между результатами, полученными по программам NASTRAN и НДС (около 1%), сопоставимо с ожидаемым уровнем нелинейности датчика.

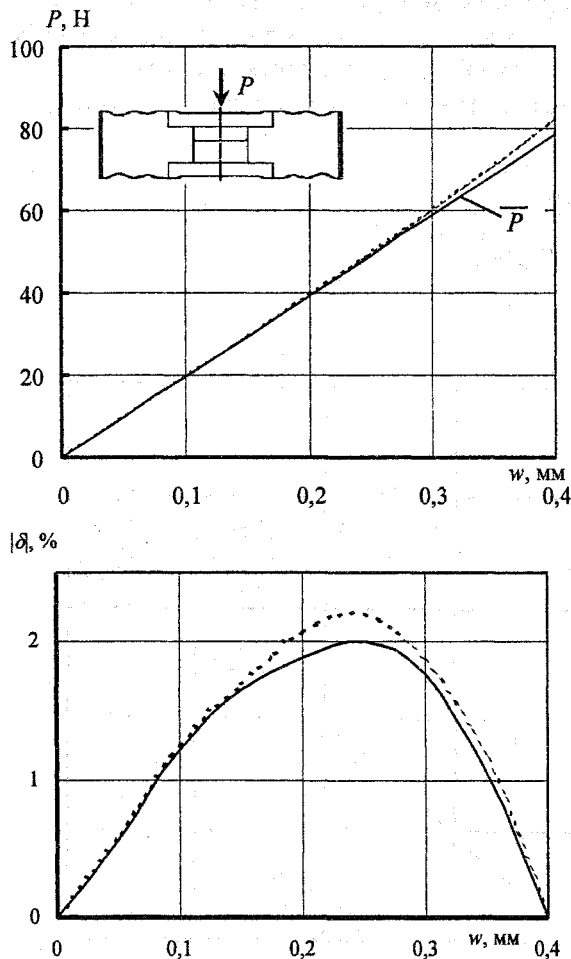


Рис. 3. Упругая характеристика блока мембран: --- NASTRAN; — НДС

Можно ли, в виду столь больших разбросов по сравнению с уравнением нелинейности, рассчитывать на достаточно удовлетворительное моделирование датчика? Универсальный рецепт нам пока неизвестен. Во всяком случае, очевидно, следует с крайней осторожностью относиться к результатам, полученным одним методом. Всегда желательна перекрестная проверка другими методами. Ясно также, что окончательным выводам должны предшествовать исследование оптимальности конечно-элементной сетки и анализ сходимости решения нелинейной задачи.

Покажем далее, что для датчика двухмембранной схемы погрешность используемых в статье расчетных средств не является препятствием к достаточно точному моделированию его упругой характеристики. Приложим к соединенным в блок мембранам силу в центре. Нагружение силой – ситуация для прибора не штатная, но простая для анализа и легко воспроизводимая экспериментально. Нелинейность характеристики блока мембран, и это видно из рис. 3, уменьшается до 2%, а различие между результатами NASTRAN и НДС оказывается всего 0,2%. Блок мембран, как видим, оказывается механизмом, компенсирующим не только нелинейности отдельных мембран, но также и погрешности метода расчета.

Поясним теперь результат с помощью формул. Представим характеристику одиночной мембраны в виде линейного решения $\bar{P} = K w$ (касательная к упругой характеристике в начале координат) и нелинейной компоненты $\Delta P(w)$; тогда

для случаев прямого и, соответственно, обратного нагружения имеем:

$$P_{np}(w) = K \cdot w - \Delta P_{np}(w), \quad P_{обр}(w) = K \cdot w - \Delta P_{обр}(w). \quad (1)$$

Из условия равновесия штока (жесткостью тензопреобразователя пренебрегаем) находим внешнюю силу:

$$P(w) = P_{нар}(w) + P_{вн}(w), \quad (2)$$

или, после подстановки правых частей выражений (1),

$$P(w) = 2K \cdot w + f(w), \quad \text{где } f(w) = \Delta P_{обр}(w) - \Delta P_{np}(w). \quad (3)$$

Нелинейность упругой характеристики совместно работающих мембран

$$\delta = \frac{P(w) - \frac{P(W)}{W} w}{P(w)} \cdot 100$$

с учетом зависимости (3) получает вид

$$\delta = \frac{f(w) - \frac{f(W)}{W} w}{P(w)} \cdot 100. \quad (4)$$

Знаменатель в выражении (4), учитывая, что $2KW \gg f(W)$, можно дополнительно упростить:

$$\delta = \frac{f(w) - \frac{f(W)}{W} w}{2KW} \cdot 100. \quad (5)$$

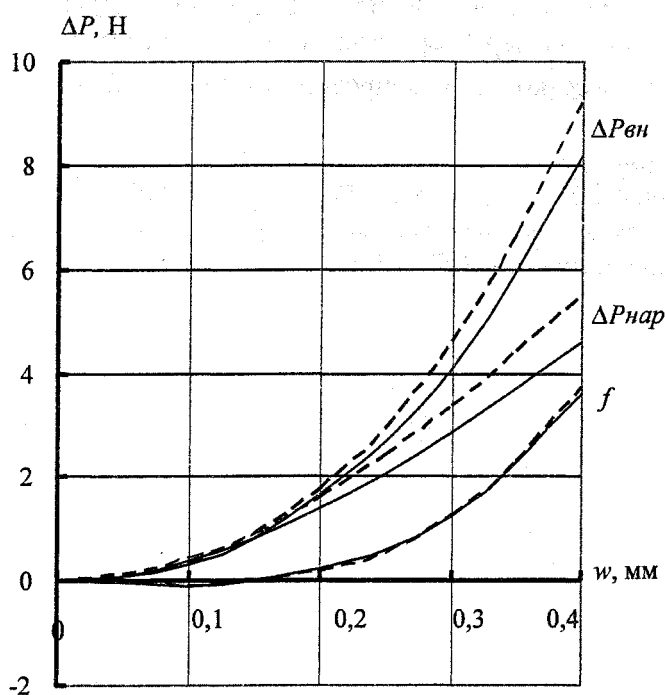


Рис. 4. Нелинейные компоненты упругой характеристики мембраны

Нелинейность характеристики блока мембран, таким образом, определяется разностью малых величин $\Delta P_{np}(w)$ и $\Delta P_{обр}(w)$; при этом значения $f(w)$, полученные вычислительными средствами NASTRAN и НДС, практически не отличаются (рис.4).

Важным условием, определившим эффект снижения нелинейности в блоке мембран, оказывается малость изменения кривизны упругих характеристик одиночной мембраны в пределах рабочего хода 0,4 мм. При перемещениях, превышающих 0,4 мм, характеристика, соответствующая прямому нагружению, уменьшает свою кривизну и даже меняет знак на обратный (рис. 5). Здесь уже эффект снижения нелинейности оказался бы не столь впечатляющим.

Дополнительный вклад в «линеаризацию» упругой характеристики прибора вносит тензопреобразователь. Этот элемент измерительной системы

можно считать линейным звеном. С учетом его жесткости условие равновесия (2) изменится:

$$P(w) = P_{np}(w) + P_{обр}(w) + C_{ТП} \cdot w.$$

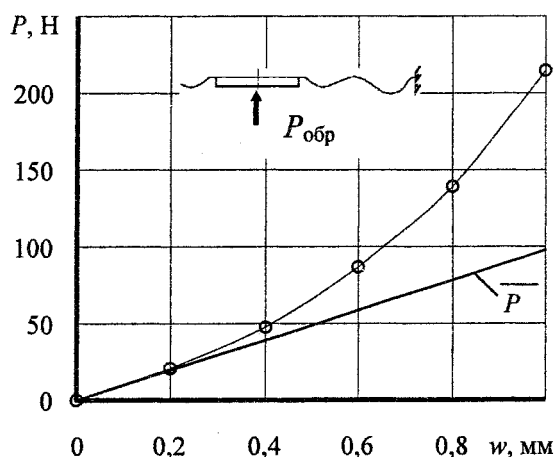
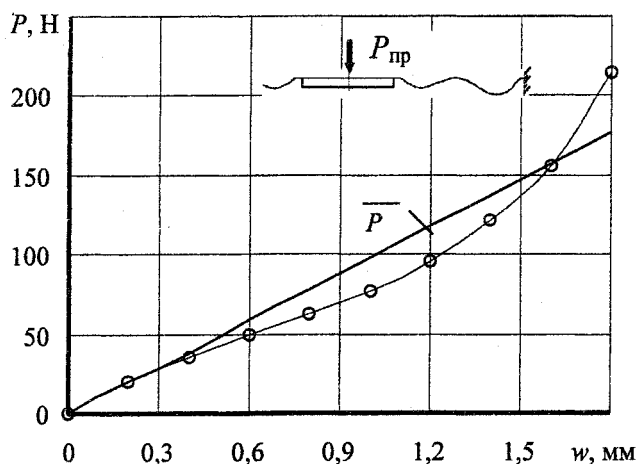


Рис. 5. Изменение характера нелинейности при больших перемещениях центра мембраны

Коэффициент жесткости тензопреобразователя $C_{ТП}$ при этом попадает в знаменатель выражения (5):

$$\delta = \frac{f(w) - \frac{f(W)}{W} w}{(2K + C_{ТП})W},$$

– нелинейность датчика оказывается в обратной зависимости от жесткости тензопреобразователя. Для рассмотренных датчиков $2K \approx C_{ТП}$. Таким образом, максимальное значение δ , а также и различие между решениями в NASTRAN и НДС, уменьшится еще в два раза.

Описанный механизм действует, но несколько более сложным образом, так же и в случае нагружения блока мембран давлением. Моделирование с помощью программы NASTRAN дало следующие результаты: упругая характеристика «сухого» датчика при $C_{ТП}=0$ имела нелинейность 1,1%, а с учетом жесткости тензопреобразователя – 0,2%.

Литература

1. Номенклатурный каталог ПГ «Метран» 2001 г. – Челябинск: Книга, 2001. – 386 с.
2. Фролов Статика и динамика тонкостенных оболочечных конструкций / А.В. Кармишин, В.А. Лясковец, В.И. Мяченко, А.Н. – М.: Машиностроение, 1975. – 376 с.

ЭФФЕКТ ОБРАЗОВАНИЯ НАПРАВЛЕННОГО ДВИЖЕНИЯ ГАЗА В ТОНКИХ ПРОФИЛИРОВАННЫХ ЗАЗОРАХ С ВИБРАЦИЕЙ

С.Г. Некрасов, Н.А. Пашнина

Рассмотрены интегральные характеристики вибронесущего плоского и цилиндрического слоя газа с профилированными ограничивающими поверхностями. Генерация поля давлений и создание направленного движения среды основано на нелинейном взаимодействии вибрации и газа в профилированном зазоре. Анализируется работа комбинированного слоя в виде последовательного соединения плоского и цилиндрического слоев. Представлен асимптотический анализ и параметрическое исследование плоского и цилиндрического слоев с вибрацией. Выявлено положительное влияние профилирования, обеспечивающее многократное увеличение расхода при профилировании плоского и цилиндрического зазоров.

Введение. В большинстве работ по теории газовой смазки вибронесущие газовые слои рассматривались как средство для создания газовых опор скольжения, поэтому профилированию рабочих поверхностей слоя не придавалось практического значения и оно считалось вредным. В данной работе профилирование используется для получения иного эффекта – создания расхода газа (компрессорное действие слоя) с величиной достаточной для использования в ряде технических устройств. Этот эффект является следствием относительно высокого градиента давления в направлении одной из обобщенных координат профилированного зазора даже при равномерной вибрации, т.е. определяется «генераторными» свойствами тонкого газового слоя [1].

Рассматриваемый эффект уже используется в компрессорных устройствах, которые имеют такие положительные свойства как высокая разрешающая способность подачи газа (до 10^{-9} литра за один такт работы); отсутствие загрязнения рабочей среды; функционирование в агрессивных средах, низких и высоких температурах; возможность работы через толстую стенку. Такие слои могут использоваться для транспортировки и дозирования жидкостей и газов.

Недостатком является сравнительно небольшая величина расхода, обусловленная естественно малой величиной зазора и амплитудой колебаний опорных поверхностей. В этой связи актуальной является задача исследования и оптимизации работы профилированного вибронесущего слоя с целью повышения его производительности, расширения диапазона задаваемого расхода, как в сторону увеличения, так и уменьшения.

Ряд выводов об оптимальности в вышеупомянутом смысле можно сделать на основе асимптотического анализа вибронесущего слоя [2], однако достаточно полное решение поставленной задачи можно получить численно, что позволяет определить, например, влияние частоты вибрации [3] на его производительность.

Математические модели профилированных слоев. Функция зазора профилированного плоского осесимметричного слоя сформирована в виде (1), а цилиндрического слоя (здесь представлен его частный случай – капилляр) в виде (2):

$$h_1 = \delta^* \cdot \cos\left(\frac{\tilde{r} - d/2}{D/2 - d/2} \cdot \frac{\pi}{2}\right)^n + z^* + \left[(H_{1v} - H_{2v}) \cdot \cos\left(\frac{\tilde{r} - d/2}{D/2 - d/2} \cdot \frac{\pi}{2}\right) + H_{2v} \right] \cdot \cos(\tau), \quad (1)$$

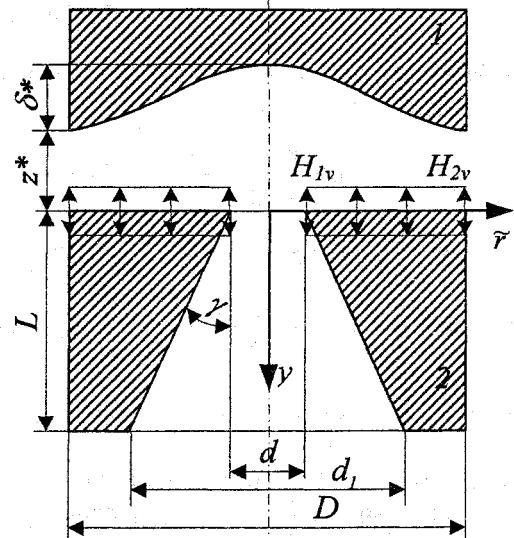


Рис. 1. Схема профилированных плоского и цилиндрического слоев с вибрацией

Расчет и конструирование

$$h_2 = \frac{d}{2} + k_p^* \cdot y + k_n \cdot H_v \cdot \cos(\tau), \quad (2)$$

где \tilde{r} – радиальная координата; δ^* и z^* – глубина профиля и номинальный зазор плоского слоя ($\delta^* < z^*$); D и d – внешний и внутренний диаметр (рис. 1) плоского слоя; H_{1v} – амплитуда колебаний в центре плоской опорной поверхности при $\tilde{r}=d/2$ ($H_{1v} < z^*$); H_{2v} – амплитуда колебаний на периферии опорной поверхности при $\tilde{r}=D/2$ ($H_{2v} < z^*$); $\tau=vt$ – безразмерное время; v – частота колебаний активных поверхностей плоского и цилиндрического слоев; t – время; n – крутизна профиля; $k_p^* = \operatorname{tg}(\gamma) = \frac{d_1 - d}{2 \cdot L}$ и y – коэффициент конусности и осевая координата цилиндрического слоя ($0 \leq y \leq L$), причем $k_p^* \cdot L < d/4$; k_n – безразмерный коэффициент, близкий к коэффициенту Пуассона материала и определяющий соотношение амплитуд колебаний в осевом и радиальном направлениях, причем имеет место условие $k_n \cdot H_{1v} < d/2$. Вышеуказанные ограничения (неравенства) определяют величину амплитуды колебаний и максимальную глубину профиля меньше номинальных зазоров z^* и $d/2$ для плоского и цилиндрического слоев соответственно.

Функция зазора (1) содержит осесимметричный профиль, изменяемый по косинусоидальному закону с показателем степени (крутизна профиля) n ($0 < n < \infty$), что позволяет получить при различных степенях n практически любой осесимметричный профиль – от линейного до ступенчатого. Предполагается неравномерность распределения амплитуд колебаний по радиусу, что отражается третьим слагаемым в выражении (1). В функции (2) коэффициент k_p^* характеризует величину «конусности» цилиндрического капилляра, возникающую обычно как погрешность при его изготовлении.

Введем в рассмотрение следующие безразмерные величины: $r = 2 \cdot \tilde{r} / D$ – безразмерный радиус ($k \leq r \leq 1$); $k = d/D$; $h_{1v} = H_{1v} / (\delta^* + z^*)$; $h_{2v} = H_{2v} / (\delta^* + z^*)$; $h_v = 2 \cdot k \cdot h \cdot H_v / d$; $w = 2 \cdot y / D$ – безразмерная осевая координата ($0 \leq w \leq B$); $B = 2 \cdot L / D$ – безразмерная длина цилиндрического слоя; $\delta = \delta^* / (\delta^* + z^*)$ и $z = z^* / (z^* + \delta^*)$ – безразмерные глубина профиля и номинальный зазор; $k_p = k_p^* \cdot \frac{D}{d}$ – безразмерный коэффициент конусности. Тогда функции (1) и (2) в безразмерном виде запишем следующим образом:

$$H_1 = \delta \cdot \cos\left(\frac{r-k}{1-k} \cdot \frac{\pi}{2}\right)^n + z + \left[(h_{1v} - h_{2v}) \cdot \cos\left(\frac{r-k}{1-k} \cdot \frac{\pi}{2}\right) + h_{2v} \right] \cdot \cos(\tau) = H_{01} + A_v \cdot \cos(\tau), \quad (3)$$

$$H_2 = 1 + k_p \cdot w + h_v \cdot \cos(\tau) = H_{02} + h_v \cdot \cos(\tau), \quad (4)$$

где $H_{01} = \delta \cdot \cos\left(\frac{r-k}{1-k} \cdot \frac{\pi}{2}\right)^n + z$ и $H_{02} = 1 + k_p \cdot w$ – независящие от времени части функций зазора плоского и цилиндрического слоев; $A_v = \left[(h_{1v} - h_{2v}) \cdot \cos\left(\frac{r-k}{1-k} \cdot \frac{\pi}{2}\right) + h_{2v} \right]$ – распределение амплитуды колебаний вибрирующей поверхности.

Сформируем асимптотические краевые задачи для распределения давлений в осесимметричном плоском и цилиндрическом слоях, используя стандартные для газовой смазки допущения [4]. Введем в рассмотрение вспомогательную функцию давления $\psi = P \cdot H$ и запишем асимптотические уравнения для определения функций $\psi_{\infty 1}$ – для плоского слоя и $\psi_{\infty 2}$ – для цилиндрического слоя [5], где P – мгновенное давление в слое, H – мгновенное значение функции зазора.

$$\frac{\partial}{\partial r} \left[r \cdot \left(\frac{H_{01}}{2} \cdot \frac{\partial \psi_{\infty 1}^2}{\partial r} - \psi_{\infty 1}^2 \cdot \frac{\partial H_{01}}{\partial r} \right) \right] = 0, \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial w} \left(\frac{H_{02}}{2} \cdot \frac{\partial \psi_{\infty 2}^2}{\partial w} - \psi_{\infty 2}^2 \cdot \frac{\partial H_{02}}{\partial w} \right) = 0. \quad (6)$$

Асимптотические краевые условия, справедливые в некоторой окрестности естественной границы области определения, ширина которой обратно пропорциональна частотному параметру задачи [2], имеют вид (7) в случае плоского зазора и вид (8) в случае капилляра:

$$\psi_{\infty 1}^2(r) = H_{01}^2(r) + 3/2 \cdot A_v^2(r), \text{ при } r=1; \quad \psi_{\infty 1}^2(r) = H_{01}^2(r) + 3/2 \cdot A_v^2(r), \text{ при } r=k; \quad (7)$$

$$\psi_{\infty 2}^2(w) = H_{02}^2(w) + 3/2 \cdot h_v^2, \text{ при } w=0; \quad \psi_{\infty 2}^2(w) = H_{02}^2(w) + 3/2 \cdot h_v^2, \text{ при } w=B. \quad (8)$$

Коэффициенты краевых задач (5), (7) и (6), (8) зависят от координат r и w , однако дивергентная форма уравнений (5) и (6) позволяет получить решение в аналитическом виде или свести решение к процедуре численного интегрирования аналитического выражения.

Рассмотрим ход решения уравнений (5) и (6). Проинтегрируем каждое из уравнений и запишем результирующие уравнения первого порядка в виде

$$\frac{\partial \psi_{\infty 1}^2}{\partial r} - \frac{2}{H_{01}} \cdot \frac{\partial H_{01}}{\partial r} \cdot \psi_{\infty 1}^2 = -\frac{c_1}{r} \cdot \frac{2}{H_{01}}, \quad (9)$$

$$\frac{\partial \psi_{\infty 2}^2}{\partial w} - \frac{2}{H_{02}} \cdot \frac{\partial H_{02}}{\partial w} \cdot \psi_{\infty 2}^2 = -c_3 \cdot \frac{2}{H_{02}}. \quad (10)$$

Уравнения (9) и (10) представляют собой дифференциальные уравнения первого порядка с переменными коэффициентами, решение которых будем искать в виде [6]

$$\psi_{\infty 1}^2 = \frac{1}{E(r)} \cdot \left[(-2 \cdot c_1) \cdot \int \frac{E(r)}{r \cdot H_{01}} dr + c_2 \right] = \frac{1}{E(r)} \cdot [(-2 \cdot c_1) \cdot \text{Sym}(r) + c_2], \quad (11)$$

$$\psi_{\infty 2}^2 = \frac{1}{F(w)} \cdot \left[(-2 \cdot c_3) \int \frac{F(w)}{H_{02}} dw + c_4 \right] = H_{02}^2 \cdot \left[\frac{1}{H_{02}^2 \cdot k_p} \cdot c_3 + c_4 \right], \quad (12)$$

где $E(r) = e^{-2 \cdot \ln(H_{01})}$; $F(w) = e^{-2 \cdot \ln(H_{02})}$; $c_1 = \frac{3}{4} \cdot \frac{\frac{h_{1v}^2}{(z + \delta)^2} - \frac{h_{2v}^2}{z^2}}{\text{Sym}(r=1)}$, $c_2 = 1 + \frac{3/2 \cdot h_{1v}^2}{(z + \delta)^2}$, $c_3 = 3/2 \cdot h_v^2 \cdot k_p$ и $c_4 = 1$

– постоянные интегрирования. Интегралы в выражениях (11) и (12) вычисляем, в общем случае, численно и при некоторых значениях n аналитически; $\text{Sym}(r)$ – функция приближенного вычисления интеграла в (11).

В соответствии с определением давление равно отношению Ψ/H . Отсюда можно найти средние за период колебаний избыточные давления в плоском (13) и цилиндрическом слоях (14):

$$P_1 = \frac{\psi_{\infty 1}}{\sqrt{(H_{01})^2 - (A_v)^2}} - 1, \quad (13)$$

$$P_2 = \frac{\psi_{\infty 2}}{\sqrt{(H_{02})^2 - h_v^2}} - 1. \quad (14)$$

Основными интегральными характеристиками являются несущая способность, расход и производительность, рассчитываемая здесь как произведение расхода на реализуемый слоями перепад давлений. Несущая способность плоского слоя определяется интегрированием среднего за период давления (13) по площади и в безразмерном виде равна

$$F_z = \frac{2}{1 - k^2} \cdot \int_k^1 P_1 \cdot r dr. \quad (15)$$

Массовый расход газа в каждом из рассматриваемых слоев через некоторое сечение $r = \text{const}$ или $w = \text{const}$ определяется скоростью течения среды в слоях и выражается через функцию распределения давлений. Впервые аналитическое исследование расхода в плоском вибронесущем слое с неравномерным распределением амплитуд колебаний на основе асимптотической теории было проведено Мартыновой Е.А. и, в дальнейшем, ей же, вместе с Биушкиным В.А., это исследование было подтверждено экспериментально [7].

Профилирование слоя вносит в выражение для расхода существенные особенности, на которых необходимо остановиться в силу специфики решаемой задачи. Выражение для мгновенного расхода в плоском осесимметричном слое равно

$$Q_{r1} = \int_0^{2\pi} \int_0^h V_r \cdot r \cdot dy d\theta, \quad (16)$$

где V_r – скорость частиц газа в радиальном направлении; y – координата по толщине плоского слоя, θ – окружная координата.

Из уравнения Рейнольдса интегрированием по толщине слоя определим скорость V_r , где постоянные интегрирования найдем, следуя гипотезе прилипания газа к границам зазора. Подставим выражение для скорости в формулу (16) и перейдем от объемного расхода к массовому, заменив плотность давлением из уравнения состояния при изотермическом термодинамическом процессе в слое. Тогда массовый расход газа в среднем за период колебаний с учетом введенных ранее безразмерных обозначений, примет следующий вид:

$$M_{r1} = -K_{p1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot H_{01}^3 \cdot \frac{\partial P_1^2}{\partial r}, \quad (17)$$

где $K_{p1} = \frac{\rho_a \cdot P_a \cdot (\delta + z)^3}{24 \cdot \mu}$ – коэффициент расхода; μ – вязкость; P_a – давление окружающей среды; ρ_a – плотность воздуха при давлении P_a . Можно переписать выражение (17), используя вспомогательную функцию $\psi_{\infty 1}$, в следующем виде:

$$M_{r1} = -K_{p1} \cdot r \cdot 2 \cdot \pi \cdot \left[H_{01} \cdot \frac{\partial \psi_{\infty 1}^2}{\partial r} - 2 \cdot \psi_{\infty 1}^2 \cdot \frac{\partial H_{01}}{\partial r} \right]. \quad (18)$$

Как видим, профилирование приводит к появлению второго слагаемого в скобках, которое отсутствует в выражениях расхода для непрофилированных слоев. С учетом монотонности функции $\psi_{\infty 1}$ очевидно, что определяющим будет влияние второго слагаемого, однако если эти слагаемые сравнимы, то величина расхода уменьшается или меняет направление (это наблюдалось в процессе экспериментов). Требование высокого расхода определяет большую величину градиента зазора, что в пределах малой величины зазора может привести к необоснованно малой площади опорных поверхностей и потере работоспособности из-за малой несущей способности слоя, если не предусмотрены ограничивающие зазор конструктивные элементы. Это же может привести к снижению величины частотного параметра задачи, что делает необоснованным полученные результаты, и определяет необходимость численного решения соответствующей нестационарной задачи.

Аналогично можно получить выражение для массового расхода цилиндрического слоя:

$$M_{r2} = -K_{p2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \left[H_{02} \cdot \frac{\partial \psi_{\infty 2}^2}{\partial w} - 2 \cdot \psi_{\infty 2}^2 \cdot \frac{\partial H_{02}}{\partial w} \right]. \quad (19)$$

Модель комбинированного слоя. Задача последовательного соединения плоского и цилиндрического слоя является следствием задачи практической реализации компрессорных устройств, у которых нельзя организовать работу без надлежащей системы подвода и отвода жидкости или газа [8]. Один из таких вариантов реализации представлен на рис. 1.

Параметрическая оптимизация плоского слоя по максимуму расхода проведена в работе [9]. Был выявлен оптимальный вид профиля для плоского слоя и построены зависимости характеризующие влияние таких параметров как глубина профиля (δ^*), отношение внутреннего и наружного диаметров плоской поверхности 2 (k); амплитуда колебаний (h_{2n}) и т.д. Проведем аналогичный анализ в данном случае.

Сопряжение математических моделей для плоского и цилиндрического слоев проведем из условия равенства в месте сопряжения ($r = k$, $w = 0$) давлений и расхода. На свободных краях ($r = 1$ и $w = B$) справедливы асимптотические краевые условия (7) и (8). В результате система краевых условий имеет вид

$$\begin{cases} \psi_{\infty 1}^2 = \psi_{\infty 1}^2(r=1), \\ \psi_{\infty 2}^2 = \psi_{\infty 2}^2(w=B), \\ M_{r1}(r=k) = M_{r2}(w=0), \\ P_1(r=k) = P_2(w=0). \end{cases} \quad (20)$$

Перепишем (20) с учетом (7), (8), (11), (12), (13), (14), (18) и (19) в следующем виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{E(r)} \cdot [(-2 \cdot c_1) \cdot \text{Sym}(r) + c_2] = H_{01}^2(r) + \frac{3}{2} \cdot A_v^2(r) /_{r=1}, \\ H_{02}^2(w) \cdot \left[\frac{c_3}{H_{02}^2(w) \cdot k_p} + c_4 \right] = H_{02}^2(w) + \frac{3}{2} \cdot h_v^2 /_{w=B}, \\ -K_{p2} \cdot c_3 = c_1 \cdot K_{p1}, \\ \frac{1}{E(r)} \cdot [(-2 \cdot c_1) \cdot \text{Sym}(r) + c_2] \cdot \frac{H_{02}^2(w) \cdot \left[\frac{c_3}{H_{02}^2(w) \cdot k_p} + c_4 \right]}{\sqrt{(H_{01}(r))^2 - (A_v(r))^2}} = \frac{H_{02}^2(w) \cdot \left[\frac{c_3}{H_{02}^2(w) \cdot k_p} + c_4 \right]}{\sqrt{(H_{02}(w))^2 - h_v^2}} /_{r=k, w=0}. \end{array} \right. \quad (21)$$

Из системы уравнений (21) определяем постоянные интегрирования c_1, c_2, c_3 и c_4 :

$$c_1 = \frac{-K_{p2} \cdot k_p \cdot (\text{Zapl}(r) \cdot Hz \cdot H_{02}^2(w) - \text{Zats}(w) \cdot Hp)}{\text{zna}(r, w)} /_{r=1, w=B};$$

$$c_2 = Hp \cdot \frac{\text{Zapl}(r) \cdot K_{p1} \cdot (H_{02}^2(w) - 1) + 2 \cdot \text{Zats}(w) \cdot \text{Sym}(r) \cdot K_{p2} \cdot k_p}{\text{zna}(r, w)} /_{r=1, w=B};$$

$$c_3 = \frac{K_{p1} \cdot k_p \cdot (\text{Zapl}(r) \cdot Hz \cdot H_{02}^2(w) - \text{Zats}(w) \cdot Hp)}{\text{zna}(r, w)} /_{r=1, w=B};$$

$$c_4 = \frac{\text{Zats}(w) \cdot (Hp \cdot K_{p1} + 2 \cdot K_{p2} \cdot k_p \cdot \text{Sym}(r) \cdot Hz) - \text{Zapl}(r) \cdot Hz \cdot K_{p1}}{\text{zna}(r, w)} /_{r=1, w=B}.$$

где $Hz = 1 - h_v^2$; $\text{Zapl}(r) = \left[H_{01}^2(r) + \frac{3}{2} \cdot A_v^2(r) \right] \cdot \left(\frac{1}{z} \right)^2 /_{r=1}$; $\text{Zats}(w) = \left[H_{02}^2(w) + \frac{3}{2} \cdot h_v^2 \right] /_{w=B}$;
 $\text{zna}(r, w) = 2 \cdot K_{p2} \cdot k_p \cdot \text{Sym}(r) \cdot Hz \cdot H_{02}^2(w) + K_{p1} \cdot Hp \cdot [H_{02}^2(w) - 1] /_{r=1, w=B}$; $Hp = 1 - h_v^2$.

Характеристики комбинированного слоя. При изучении свойств комбинированного слоя основное внимание уделено безразмерной глубине профиля плоской поверхности $1 - \delta$ и коэффициенту конусности капилляра $-k_p$. Параметру δ присваиваются значения 0,024; 0,07; 0,111; 0,200; 0,273; 0,333. Оказывается, что уменьшение глубины профиля δ приводит к снижению расхода, а увеличение, наоборот, способствует его возрастанию. Эта зависимость проиллюстрирована на рис. 2,в, и подтверждает, что профилирование зазора в комбинации с вибрацией, определяет расход газа или кавитирующей жидкости [8] через зазор. На рис. 2,а и 2,б показано распределение давлений в плоском и цилиндрическом слоях, при этом в точке сращения (координата $r = 0,06$ для плоского слоя и координата $w=0$ для цилиндрического слоя) давления обоих слоев равны. В других граничных зонах ($r=1$ и $w=0,6$) давления равны между собой, но не равны атмосферному, поскольку при решении задачи были использованы асимптотические краевые условия.

Можно ожидать, что неравномерность распределения амплитуд колебаний или профилирование зазора приводят к одному и тому же – неравномерности распределения средних за период колебаний давлений. Однако величина градиента давлений может быть сформирована искусственно на этапе проектирования при профилировании поверхностей зазора, что обеспечивает большие значения расходов (рис. 2,в) по сравнению с использованием для организации расхода той или иной собственной формы колебаний [7]. Попытка усложнить форму колебаний приводит к необходимости увеличения частоты и, следовательно, к уменьшению амплитуды вибрации, что сводит к нулю усилия по увеличению расхода. Рассмотрим более подробно влияние профилирования зазора на расход.

Оценим влияние коэффициента конусности цилиндрического капилляра k_p . Исследуемый параметр варьируется в диапазоне $k_p = -0,5 \dots 1$ при условии физической реализуемости $d_1 \leq (d + d/2)$. Оказывается, что уменьшение наклона боковой поверхности капилляра приводит к уменьшению расхода, а отрицательное значение параметра k_p – к изменению направления течения газа (обратное указанному на рис. 1), что значительно снижает общую производительность

Расчет и конструирование

комбинированного слоя. На рис. 3, в представлена зависимость расхода от величины наклона боковой поверхности капилляра.

Увеличение амплитуды колебаний вибрирующих поверхностей h_{1v} , h_{2v} , h_v и отношения диаметров k приводит к увеличению расхода, а увеличение безразмерной длины капилляра B – к уменьшению расхода.

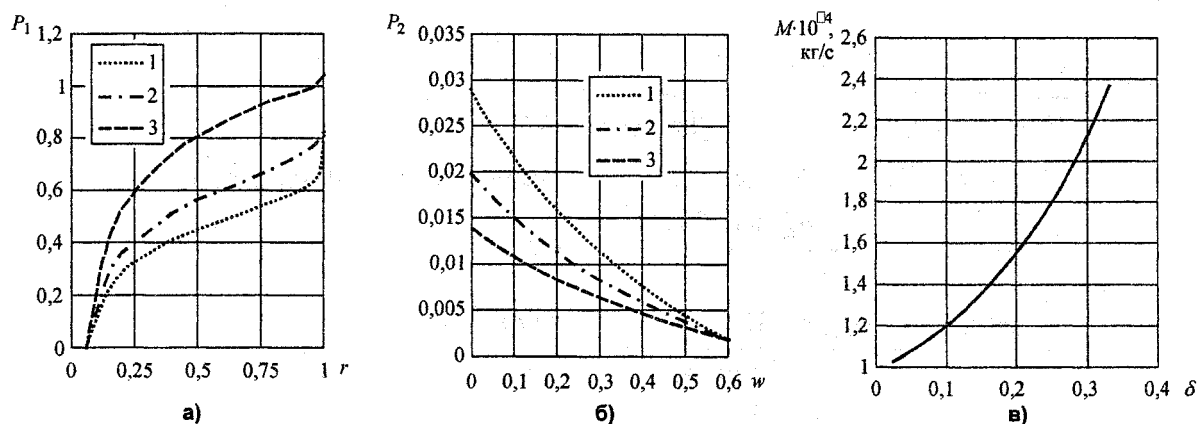


Рис. 2. Характеристики комбинированного слоя при различных значениях глубины профиля δ :
 а – распределение давлений в плоском слое; б – распределение давлений в цилиндрическом слое;
 в – массовый расход: 1 – $\delta=0,333$; 2 – $\delta=0,2$; 3 – $\delta=0,024$ ($n=0,17$, $z=0,667$, $k=0,06$, $B=0,6$, $h_{1v}=h_{2v}=0,5$, $h_v=0,06$, $k_p=0,833$)

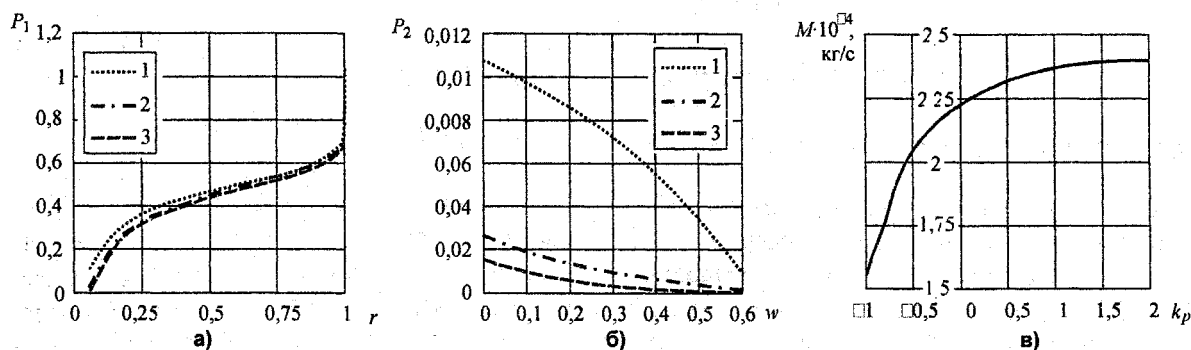


Рис. 3. Характеристики комбинированного слоя при различных значениях величины конусности k_p капилляра:
 а – распределение давлений в плоском слое; б – распределение давлений в цилиндрическом слое;
 в – массовый расход: 1 – $k_p=0,5$; 2 – $k_p=1$; 3 – $k_p=2$ ($n=0,17$, $z=0,667$, $k=0,06$, $B=0,6$, $h_{1v}=h_{2v}=0,5$, $h_v=0,06$, $\delta=0,333$)

При сопряжении слоев необходимо ставить вопрос об их согласовании. При ошибочно выбранных параметрах одного из слоев возможно снижение общей производительности. Например, в теории измерительных преобразователей [10] показано, что максимальная передаваемая мощность обеспечивается при равенстве входных и выходных импедансов преобразователей генераторного типа. Используя идею электромеханической аналогии, можно говорить о справедливости данного заключения и в нашем случае. Речь должна идти, в основном, о выборе конструктивных параметров зазора, а не об амплитуде колебаний, которая может быть подстроена непосредственно во время работы устройства на основе таких слоев. Выполнение приближенного равенства пневматических сопротивлений слоев, один из которых в нашем случае должен быть плоским конфузуром, а другой – цилиндрическим диффузором, обеспечивает работоспособность с улучшенной по сравнению с отдельным слоем производительностью.

Выводы. В работе рассмотрен эффект образования направленного движения газа в тонких зазорах с вибрацией в традиционной для теории газовой смазки постановке задачи. Однако изучен новый, никогда ранее не исследованный вопрос о профилировании зазора в целях реализации компрессорного действия слоя. Это позволило реализовать устройства, некоторые из которых выпускаются сейчас серийно [1]. Полученный таким образом компрессор можно отнести к ряду вибрационных, но работающего не в низкочастотном, а в ультразвуковом диапазоне частот,

причем верхнего порога по частоте здесь просто не существует. Это открывает дальнейшие пути для миниатюризации устройства.

Следует отметить возможность работы с жидкими средами, однако только в условиях кавитации среды, когда может быть развит известный эффект сдавливания слоя. Производительность такого насоса в десятки раз выше, чем газового, а преодоление порога кавитации можно реализовать гораздо легче, чем в открытых средах, т.к. обеспечивается почти полная локализация акустической энергии в зазоре. Этот прием был использован нами при проведении опытных испытаний по диспергации лакокрасочных суспензий на Челябинском лакокрасочном заводе [11], где в качестве диспергирующего устройства использовался вибронесущий подпятник, на вход которого поступала предварительно приготовленная в дисольвере смесь, а на выходе, после подачи питания и всплытия пяты, вытекала горячая пенящаяся краска.

Данная работа выполнена в целях оптимизации конструкции выпускаемого серийно газового компрессора. В частности, выявлено влияние цилиндрического капилляра на работу всего устройства, т.к. оказалось, что конусность капилляра, возникающая при сверлении, в зависимости от направления его установки в ультразвуковой концентратор может, как улучшать, так и ухудшать работоспособность всего устройства. Оказалось, что размеры капилляра и характерные размеры плоского зазора должны быть согласованы, что обеспечивает существенное увеличение его производительности. В частности, при согласовании параметров зазоров теоретически получено увеличение расхода вдвое по сравнению с плоским зазором, что подтверждено экспериментально.

Литература

1. Пат. 2121612 РФ, МКИ В 05 В 17/04. Ультразвуковой газовый компрессор и ороситель на его основе / С.Г. Некрасов и др. – № 93032626/06; Заявлено 21.06.93; Оpubл. 10.11.98, Бюл. 31.
2. Pan. C.N.T. An Asymptotic Analysis of Gaseous Squeeze-Film Bearing // *Journal of Lubrication Technology: Trans. ASME; Ser. F.* – 1967. – Vol. 89, № 3. – P. 245–253.
3. Некрасов С.Г. Радиальная газовая опора с эффектом бегущей волны // *Трение и износ в опорных узлах машин: Сб. научн. тр. – Екатеринбург: УрО АН СССР, 1990. – С. 97–102.*
4. Константиnescу В.Н. Газовая смазка. М.: Машиностроение, 1968. – 718 с.
5. Pan. C.N.T. An Asymptotic Analysis of Gas Bearings Systems for Stability Dynamics and Fluid Mechanics // *Development in Mechanics.* – N.Y., 1965. – Vol. 3, Part 20f. – P. 431–447.
6. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1968. – 720 с.
7. Буушкин В.А., Мартынова Е.А. Статические характеристики газового радиального подвеса при изгибных резонансных колебаниях втулки // *Газовые опоры турбомашин: Сб. научн. статей.* – М.: МИХМ, 1976. – С. 36–44.
8. Некрасов С.Г. Датчики первичной инерциальной информации с виброподвесом на газированном слое жидкости // *Цифровые радиоэлектронные системы: журнал на электронных носителях.* – Челябинск: ЮУрГУ, 1998. – Т. 2. – http://www.drts.susu.ac.ru/~rvm/DRS_rus.html.
9. Некрасов С.Г., Пашнина Н.А. Задатчик расхода на основе осесимметричного профилированного зазора с вибрацией // *Известия Челябинского научного центра УрО РАН, 2004. – № 1. – С. 180–185. – http://csc.ac.ru/news/2004_1/2004_1_11_1r.pdf.*
10. Электрические измерения неэлектрических величин. – Л.: Энергия, 1975. – 576 с.
11. Пат. 2081705 РФ, МКИ В 02 С 19/18. Устройство ультразвукового потокового диспергирования вязких лакокрасочных суспензий / С.Г. Некрасов и др. – № 95106298/03; Заявлено 03.05.95; Оpubл. 20.06.97, Бюл. 17.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАСАТЕЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ МАЛЫХ ЧИСЛАХ РЕЙНОЛЬДСА

А.А. Терёхин, Р.В. Сидельников, Т.В. Рандина

Проводится исследование газового истечения через сопло-поршень задатчика давления «Воздух-1600» при малых числах Рейнольдса. Анализируется, насколько точно можно определять параметры потока путем численного моделирования при заданных условиях, и какое влияние оказывает состояние кромки на интегральную силовую характеристику. Представленные результаты говорят о том, что использование численного эксперимента является не только удобным методом решения задач такого уровня, но и дает возможность провести полный анализ течения.

Предприятием ООО «Метран-СТАР» (г. Челябинск) выпускаются задатчики давления «Воздух-1600». Это эталоны давления первого разряда с классом точности 0,02, которые воспроизводят избыточные давления в диапазоне от 20 Па до 16 кПа. Принцип прибора состоит в преобразовании силовой характеристики поршня в давление (рис. 1). Наиболее интересующая область давлений от 20 Па до 1000 Па характеризуется малыми числами Рейнольдса. В данной работе поставлены следующие цели: определить на сколько точно можно проводить численный анализ течения газа при данных числах Re; проанализировать влияние состояния кромки на интегральную силу, воздействующую на поршень.

Таблица 1

p , Па	$M \cdot 10^3$, кг	$\dot{m} \cdot 10^6$, кг/с
279,50	13,9908	1,4
279,64	14,0080	1,4
279,90	14,0108	1,4
280,44	14,0408	1,4
281,47	14,0908	1,4
356,11	17,8154	2,8

Анализ исходных данных. При проведении физического эксперимента контролировались следующие характеристики: p – давление под поршнем, M – масса поршня, \dot{m} – массовый расход газа, подаваемый в систему сопло-поршень, экспериментальные данные представлены в табл. 1.

При численном моделировании использовалось 3 вида граничных условий: 1 – твердая стенка, 2 – граница постоянного давления (атмосфера), 3 – граница постоянной скорости (подача газа в систему). Численный эксперимент состоит из 2-х частей: 1) по результатам

предварительного эксперимента по нескольким точкам определяется конфигурация кромки сопла; 2) после определения кромки рассчитывается масса и сравнивается с экспериментальным значением. Максимальное число Рейнольдса для данного эксперимента равно:

$$Re = \frac{\Delta \cdot \bar{V} \cdot c}{\mu} = \frac{\dot{m}}{p \cdot D_0 \cdot \mu} = \frac{2,8 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 12,35 \cdot 10^{-3} \cdot 1,8 \cdot 10^{-5}} \approx 4,$$

как показано в работе [2], это течение соответствует полностью ламинарному движению. Сжимаемость газа и теплоперенос от стенки не учитывается.

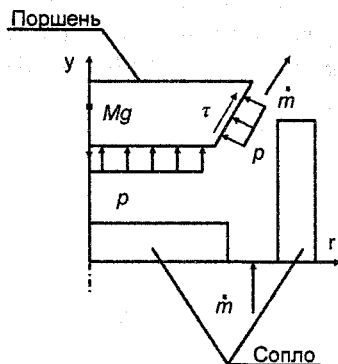


Рис. 1. Принципиальная схема прибора

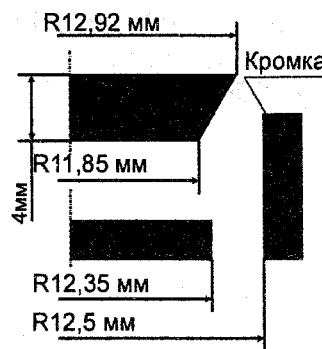


Рис. 2. Геометрия прибора

Основные уравнения и вычислительный метод. Вычислительный алгоритм основывается на методе контрольного объема (МКО) [3]. Основная идея МКО состоит в разбиении расчетной области на контрольные непересекающиеся объемы, таким образом, что каждая узловая точка содержится в контрольном объеме. Дифференциальное уравнение интегрируется по каждому контрольному объему. Одним из важных свойств МКО является то, что в нем заложено точное интегральное сохранение таких величин, как масса, количество движения и энергия на любой группе контрольных объемов и, следовательно, на всей расчетной области. Это свойство проявляется при любом числе узловых точек, а не только в предельном случае очень большого их числа. Решение на грубой сетке удовлетворяет точным интегральным балансам. В методе контрольного объема ищется решение в виде значений только в узловых точках. Интерполяционные формулы или профили рассматриваются как вспомогательные, необходимые для расчета интегралов

В качестве исходных уравнений используются уравнения Навье–Стокса для описания ламинарного движения вязкой несжимаемой ньютоновской жидкости при отсутствии массовых сил в векторно-тензорной форме [4]:

$$\begin{cases} \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0, \\ \frac{\partial u_k}{\partial t} + u_j \cdot \frac{\partial u_k}{\partial x_j} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \tau_{jk}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x_k}, \\ \tau_{jk} = \mu \cdot \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right). \end{cases}$$

МКО позволяет получить характеристики нестационарного течения газа, а также с помощью процесса установления, их стационарные значения для задач обтекания тел.

Результаты численного эксперимента. Численный эксперимент проводится в программе DinamLGTМ, модернизированной для решения задач газовой динамики несжимаемой жидкости. Рассматривается двумерное осесимметричное обтекание при различном состоянии кромки, радиусы скругления которой принимают значения: 0,035 мм, 0,07 мм, 0,15 мм и кромка, образованная фаской (рис. 3, 4).

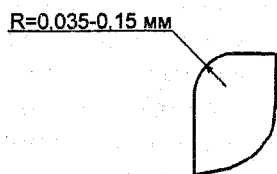


Рис. 3. Конфигурация кромки, образованной радиусом

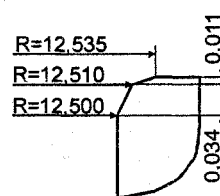


Рис. 4. Конфигурация кромки, образованной фаской

Общая интегральная сила, действующая на поршень, определялась как сумма касательных и нормальных. Данная сила уравнивается весом поршня Mg , при ускорении свободного падения $g = 9,8144 \text{ м/с}^2$. Погрешность численного вычисления определяется как разница между вычисленной интегральной силой, образованной вследствие воздействия газового потока и весом поршня, который известен из эксперимента. Погрешность определяется по формуле:

$$\delta = \frac{Mg[H] - F[H]}{Mg[H]} \cdot 100\% .$$

Численный эксперимент проводится последовательными приближениями. Изменяя высоту всплывания поршня таким образом, что давление под поршнем достигает экспериментального при различных состояниях кромки.

Этап I. На рис. 5 показан характер изменения воздействующей силы газового потока в зависимости от давления под поршнем и состоянием кромки. Наименьшее отклонение от эксперимента показывает численный анализ при состоянии кромки состоящей из 2-х фасок (см. рис. 4). Максимальная погрешность вычислений при этом составляет 0,07% (рис. 6). Максимальное влияние касательных сил на интегральную силовую характеристику составляет 0,2% (рис. 8).

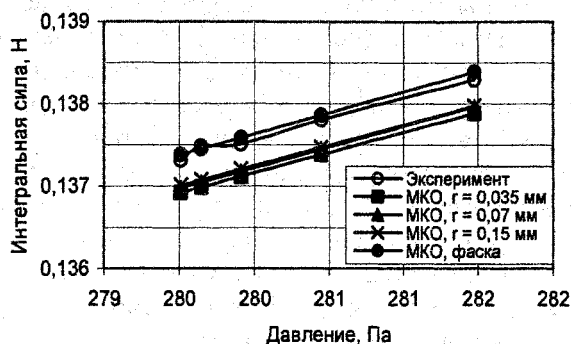


Рис. 5. Изменение интегральной силы от давления

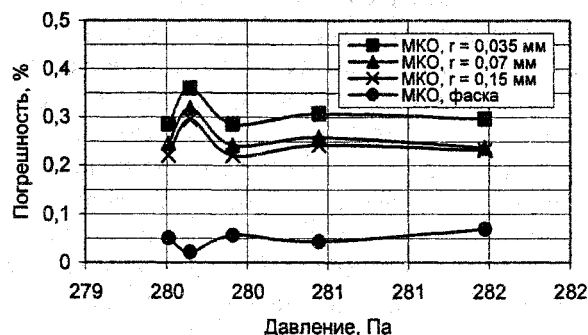


Рис. 6. Изменение погрешности вычислений от давления

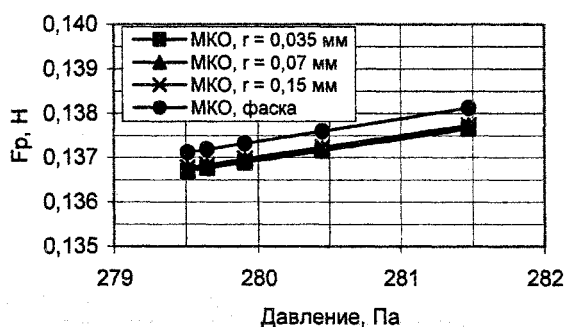


Рис. 7. Изменение нормальных сил от давления при различном состоянии кромки



Рис. 8. Изменение касательных сил от давления при различном состоянии кромки

Этап II. После определения состояния кромки проводится прямое сравнение: задаются граничные условия согласно контрольной точки при $p = 356$ Па и сравнивается масса вычисленная и экспериментальная. Результаты приведены в табл. 2.

Таблица 2

p , Па	$M_{\text{экс}}$, г	$M_{\text{числ}}$, г	Процент
356,11	17,8154	17,8456	0,17

Численное моделирование играет значительную роль для решения задач при малых давлениях, т.к. в этой области проведение анализа и построения методики затруднительно. Влияние различных геометрических параметров и сложная геометрическая форма не позволяют точно аналитически анализировать газовый процесс. Погрешность в 0,17% возникает за счет отличия реального состояния кромки от идеального (заложенного в программу через геометрию). При точно известной геометрии расхождение можно значительно уменьшить. Возможность моделирования газового процесса в этой области позволит в дальнейшем дать предпосылки для разработки методов повышения точности прибора.

Данная работа проведена при финансовой поддержке ПГ «Метран».

Литература

1. Залманзон Л.А. Проточные элементы пневматических приборов контроля и управления. – М.: Издательство академии наук СССР, 1961. – 247 с.
2. Боршопольский Л.И., Пашина Н.А. Повышение точности датчиков давления с коническим поршнем // Разработка, производство, применение и метрологическое обеспечение средств измерений давления и вакуума. IX международный научно-технический семинар. Тезисы докладов. – СПб.: ВНИИМ им. Д.И.Менделеева, 2004. – С. 49–51.
3. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. – М.: ЭнергоАтомИздат, 1984. – 140 с.
4. Белов И. А., Исаев С. А. Моделирование турбулентных течений: учебное пособие. – СПб.: Балт.гос.техн. ун-т., 2001. – 108 с.
5. Wilcox C. Turbulence Modeling for CFD. DCW Industries, Inc, 1994. – P.460.

О ПРОБЛЕМЕ СОЗДАНИЯ БЕЗРАСХОДНОЙ ПОРШНЕВОЙ ПАРЫ ГРУЗОПОРШНЕВОГО МАНОМЕТРА С ПРОФИЛИРОВАННЫМ ЗАЗОРОМ И ВИБРАЦИЕЙ

С.Г. Некрасов, А.С. Филимонов

Рассмотрена работа поршневой пары грузопоршневого манометра, работающего в области малых давлений. Цилиндр поршневой пары выполнен из пьезоактивного материала, что обеспечивает создание колебаний в направлении зазора и реализацию так называемого вибронесущего смазочного слоя газа. Проведен численный и аналитический анализ характеристик смазочного слоя с целью оценки его метрологических и эксплуатационных характеристик, включая расчет расхода газа, величина которого является одной из основных характеристик, определяющих качество и цену поршневой пары. Показано, что при равномерной вибрации и профилировании зазора в виде малой конусности можно создать противорасход газа, величина которого, уже при степени сдавливания слоя газа 0,2, компенсирует рабочий расход газа грузопоршневого манометра (максимальный перепад 2,5 кПа).

Введение. Грузопоршневые манометры (ГПМ) применяются для точного воспроизведения единицы давления в лабораторных условиях при поверке средств измерения давления. Область воспроизведения давления для общепромышленного применения составляет от 600 кПа до 600 МПа. В лабораторной практике в редких случаях применяют ГПМ с верхним пределом измерений (ВПИ) до 2600 МПа. Погрешность воспроизведения давления достигает 0,005%. Конкуренции у ГПМ в сегменте воспроизведения давления от 600 кПа до 600 МПа практически нет. Отчасти этот сегмент с ними разделяют электронные контроллеры давления и калибраторы давления, но их применение не столь широко.

В области малых давлений наибольшим спросом пользуются датчики давления серии Воздух и Метран-500 Воздух, у которых в диапазоне от 10 кПа до 1 МПа погрешность составляет 0,015%, а цена почти в 2 раза ниже, чем у ГПМ. Ниже давления 10 кПа погрешность различна в каждом поддиапазоне давлений и значительно хуже, чем 0,015%. Этот сегмент рынка является открытым.

Возникает задача использовать ГПМ для воспроизведения избыточных и дифференциальных давлений менее 10 кПа. Снижение цены может быть достигнуто увеличением зазора поршневой пары с 1...2 до 3...5 мкм с обеспечением нулевого расхода газа за счет использования специфических газодинамических эффектов. В частности, предлагается использовать известный эффект сдавливания слоя при колебаниях в направлении зазора и колебаниях типа бегущей волны.

Ниже проводится численный анализ и исследуется задача обеспечения «безрасходности» поршневой пары при колебаниях в направлении зазора, в которой противорасход газа обеспечивается только профилированием зазора в виде малой конусности.

Функция зазора. Рассмотрим центральное положение поршня в цилиндре, когда отсутствуют радиальные и угловые смещения. При этом введем в рассмотрение профилирование поверхностей поршня и цилиндра.

На рис. 1, а представлена схема поршневой пары с вибрирующими опорными поверхностями, в которой вибрация одной из поверхностей достигается использованием в конструкции пьезоактивного материала. Если использовать терминологию гидродинамической теории смазки, то такую поршневую пару можно классифицировать также как вибронесущий цилиндрический газовый подвес поршня.

Поршень здесь может не совершать вращательного движения, а устранение контактного трения между поршнем и цилиндром реализуется за счет создания вибронесущего газового слоя, возникающего вследствие вибрации стенки цилиндра с амплитудой h_{1v} в направлении зазора.

Расчет и конструирование

Номинальный радиальный зазор δ определяется разностью радиусов цилиндра $R_{Ц}$ и поршня $R_{П}$ ($\delta = R_{Ц} - R_{П}$). В рассмотрение введена цилиндрическая система координат \bar{z}, \bar{r}, θ с началом в геометрическом центре, делящем длину поршня L пополам.

На рис. 1, б представлен профилированный, в виде малой конусности, зазор между поршнем и цилиндром, где $\bar{\varphi}_{П}/\bar{\varphi}_{Ц}$ – угол между образующими цилиндрической (до профилирования) и конической (после профилирования) поверхностями поршня/цилиндра, $\bar{z}_{П}/\bar{z}_{Ц}$ – расстояние от начала координат до линии пересечения образующих поверхностей поршня/цилиндра. В общем случае, когда поршень и цилиндр изготовлены из разных материалов, угол поворота поршня $\bar{\varphi}_{П}$ не равен углу поворота цилиндра $\bar{\varphi}_{Ц}$. Их можно найти, например, из решения соответствующей задачи теории упругости. При реализации низких перепадов давлений профилирование необходимо выполнять при изготовлении пары.

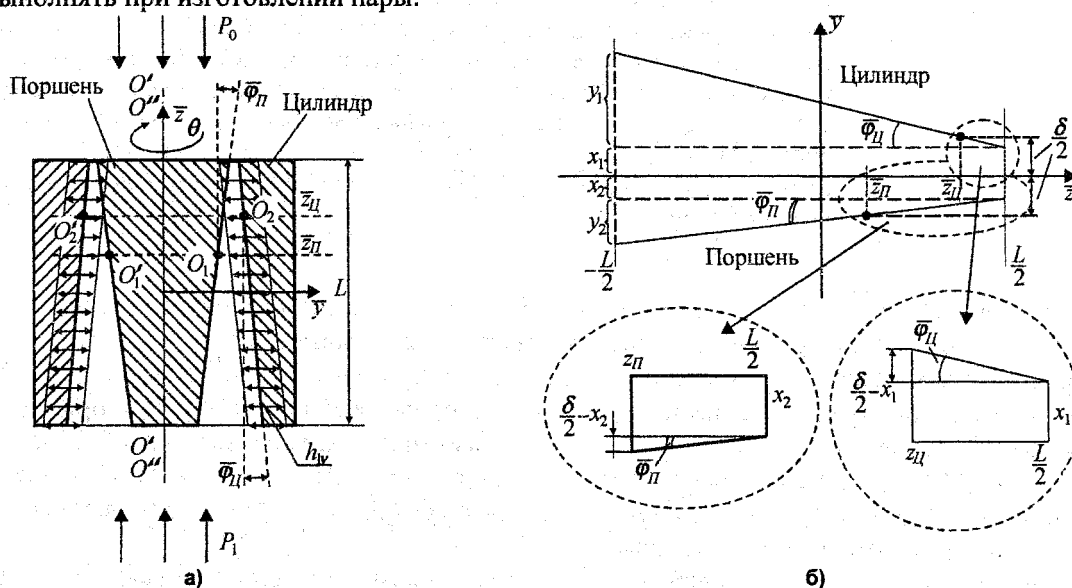


Рис. 1. Схема вибронесущего подвеса

Разделим номинальный радиальный зазор δ пополам так, что в точках $\bar{z} = \bar{z}_{Ц}$, $\bar{z} = \bar{z}_{П}$ зазор составляет $\delta/2$. Получим выражения для зазора каждой из половин (см. рис. 1, б).

Рассмотрим часть зазора «со стороны цилиндра». При выводе используем линейность конического профиля и полагаем также, что известны значения зазора на краях: при $\bar{z} = L/2$ получаем $h = x_1$, при $\bar{z} = -L/2$ получаем $h = x_1 + y_1$. Тогда $x_1 = \delta/2 - (L/2 - \bar{z}_{Ц}) \cdot \text{tg} \bar{\varphi}_{Ц}$ и $y_1 = L \cdot \text{tg} \bar{\varphi}_{Ц}$.

В результате находим формулу для зазора со стороны цилиндра:

$$h_{Ц}(\bar{z}) = \delta/2 + (\bar{z}_{Ц} - \bar{z}) \cdot \text{tg} \bar{\varphi}_{Ц}. \quad (1)$$

Аналогично можно найти формулу для зазора «со стороны поршня»:

$$h_{П}(\bar{z}) = \delta/2 + (\bar{z}_{П} - \bar{z}) \cdot \text{tg} \bar{\varphi}_{П}. \quad (2)$$

Сумма выражений (1) и (2) дает полную функцию зазора, которая с учетом малости углов $\bar{\varphi}_{П}$ и $\bar{\varphi}_{Ц}$ может быть представлена в виде

$$h(\bar{z}) = \delta + (\bar{z}_{Ц} - \bar{z}) \cdot \bar{\varphi}_{Ц} + (\bar{z}_{П} - \bar{z}) \cdot \bar{\varphi}_{П}. \quad (3)$$

Очевидно, что влияние углов $\bar{\varphi}_{Ц}$ и $\bar{\varphi}_{П}$ на гидродинамические характеристики однотипно, поэтому положим для простоты, что $\bar{z}_{П} = \bar{z}_{Ц}$ и $\bar{\varphi}_{Ц} = \bar{\varphi}_{П}$. Тогда (3) можно представить еще в более простом виде:

$$h(\bar{z}) = \delta + (\bar{z}_0 - \bar{z}) \cdot \bar{\gamma}_1, \quad (4)$$

где введены следующие обозначения: $\bar{z}_0 = \bar{z}_{П}$, $\bar{\gamma}_1 = 2 \cdot \bar{\varphi}_{П}$.

С учетом вибрации стенок цилиндра запишем выражение для зазора (4) в безразмерном виде [1]:

$$H(z, \tau) = [1 + (z_0 - z) \cdot \gamma_1] + H_{1v} \cdot \cos(\tau), \tag{5}$$

где $H = h/\delta$; $z = \bar{z}/L$ ($z \in [-B, B]$, $B=1/2$); $H_{1v} = h_{1v}/\delta$; $\tau = \nu \cdot t$; $z_0 = \bar{z}_0/L$; $\gamma_1 = \bar{\gamma}_1 \cdot L/\delta$; ν – круговая частота вибрации цилиндра вдоль оси \bar{r} ; t – время.

Разработанная Пэнном [2] и развитая в ряде работ российских и зарубежных ученых асимптотическая теория вибронесущих газовых опор (ВНГО) позволяет достаточно точно для инженерных расчетов определять интегральные характеристики смазывающего слоя. Ранее получено решение для рассматриваемой задачи при больших перепадах давлений (до 6 МПа) [1, 3–5]. В данной работе приводятся результаты численного анализа (при конечном значении частоты сдвигающего движения) и сравнение с аналитическими расчетами.

Математическая модель. Для описания ламинарного изотермического осесимметричного течения газа в зазоре воспользуемся нестационарным уравнением Рейнольдса, полученным для вспомогательной функции $\Psi = P \cdot H$ [5]:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{H(z, \theta, \tau)}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \Psi^2(z, \theta, \tau) - \Psi^2(z, \theta, \tau) \cdot \frac{\partial}{\partial z} H(z, \theta, \tau) \right] + \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{H(z, \theta, \tau)}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \Psi^2(z, \theta, \tau) - \Psi^2(z, \theta, \tau) \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} H(z, \theta, \tau) \right] = \Lambda_\omega \cdot \frac{\partial \Psi(z, \theta, \tau)}{\partial \tau}, \tag{6}$$

где P – давление в газовом слое, отнесенное к окружающему давлению P_0 ; $\tau = \omega \cdot t$ – безразмерное время; ω – линейная частота; $\Lambda_\omega = \frac{12 \cdot \mu \cdot \omega \cdot l^2}{P_0 \cdot \delta^2}$ – безразмерный частотный параметр;

$H(z, \theta, \tau)$ – безразмерная функция зазора по формуле (5).

Решение краевой задачи будем искать *методом возмущений*, поскольку краевая задача (6) является нелинейной:

$$\Psi^2(z, \theta, \tau) = \Psi_0^2(z, \tau) \Big|_{\gamma=0} + \chi \cdot \Psi_\chi(z, \theta, \tau) \Big|_{\gamma=0} + \gamma \cdot \Psi_\gamma(z, \theta, \tau) \Big|_{\chi=0}, \tag{7}$$

где χ – радиальное смещение поршня, γ – угловое смещение поршня.

Ограничиваясь первыми членами разложения полученного выражения в ряд Маклорена по параметрам χ, γ , получаем:

$$\Psi(z, \theta, \tau) = \Psi_0(z, \tau) + \chi \cdot \frac{1}{2 \cdot \Psi_0(z, \tau)} \cdot \Psi_\chi(z, \theta, \tau) + \gamma \cdot \frac{1}{2 \cdot \Psi_0(z, \tau)} \cdot \Psi_\gamma(z, \theta, \tau). \tag{8}$$

Краевые условия для функции $\Psi(z, \theta, \tau)$ как естественные границы области определения задачи представим в виде:

– со стороны подпоршневого давления:

$$\Psi(-B, \theta, \tau) = K_{cp1} \cdot H(-B, \theta, \tau); \tag{9}$$

– со стороны надпоршневого (окружающего) давления:

$$\Psi(B, \theta, \tau) = K_{cp2} \cdot H(B, \theta, \tau). \tag{10}$$

Для рассматриваемой конфигурации опоры справедливо условие периодичности по угловой координате $\Psi(z, \theta + 2\pi, \tau) = \Psi(z, \theta, \tau)$. В качестве начального условия (в нулевой момент времени) примем произведение распределения давления на часть зазора, не зависящую от времени: $\Psi(z, \theta, \tau = 0) = P(z) \cdot H(z, \theta, \tau = 0)$. Примем, что распределение давления $P(z)$ в зазоре в начальный момент является линейным (от p_1 до p_0), тогда начальное условие примет вид

$$\Psi(z, \theta, \tau = 0) = \left((K_{cp2} - K_{cp1}) \cdot z + \frac{K_{cp2} + K_{cp1}}{2} \right) \cdot ([1 + (z_0 - z) \cdot \gamma_1] + \chi \cdot \cos(\theta) + z \cdot \gamma \cdot \cos(\theta)), \tag{11}$$

где $K_{cp1} = p_1/p_0$; $K_{cp2} = p_0/p_0$, p_1 – подпоршневое давление (рис. 1, а).

Для установившегося во времени процесса течения газа справедливо также условие периодичности во времени $\Psi(z, \theta, \tau + 1) = \Psi(z, \theta, \tau)$.

Расчет и конструирование

Как видим, полученная смешанная краевая задача является нелинейной, что вообще характерно для задач газовой смазки. Подставляя (7), (8), (5) в уравнение (6), получаем расширенное выражение для краевой задачи:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{[1 + (z_0 - z) \cdot \gamma_1] + \chi \cdot \cos(\theta) + z \cdot \gamma \cdot \cos(\theta) + H_{1v} \cdot \cos(\tau)}{2} \cdot \left(\frac{\partial}{\partial z} \Psi_0^2(z, \tau) + \chi \cdot \frac{\partial}{\partial z} \Psi_\chi(z, \theta, \tau) + \right. \right. \\ & \left. \left. + \gamma \cdot \frac{\partial}{\partial z} \Psi_\gamma(z, \theta, \tau) \right) - (\Psi_0^2(z, \tau) + \chi \cdot \Psi_\chi(z, \theta, \tau) + \gamma \cdot \Psi_\gamma(z, \theta, \tau)) \cdot \frac{\partial}{\partial z} ([1 + (z_0 - z) \cdot \gamma_1] + \chi \cdot \cos(\theta) + \right. \\ & \left. + z \cdot \gamma \cdot \cos(\theta) + H_{1v} \cdot \cos(\tau)) \right] + \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{[1 + (z_0 - z) \cdot \gamma_1] + \chi \cdot \cos(\theta) + z \cdot \gamma \cdot \cos(\theta) + H_{1v} \cdot \cos(\tau)}{2} \right. \\ & \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} (\Psi_0^2(z, \tau) + \chi \cdot \Psi_\chi(z, \theta, \tau) + \gamma \cdot \Psi_\gamma(z, \theta, \tau)) - (\Psi_0^2(z, \tau) + \chi \cdot \Psi_\chi(z, \theta, \tau) + \gamma \cdot \Psi_\gamma(z, \theta, \tau)) \cdot \\ & \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} ([1 + (z_0 - z) \cdot \gamma_1] + \chi \cdot \cos(\theta) + z \cdot \gamma \cdot \cos(\theta) + H_{1v} \cdot \cos(\tau)) \left. \right] = \Lambda_\omega \cdot \frac{\partial}{\partial \tau} [\Psi_0(z, \tau) + \\ & \left. + \chi \cdot \frac{1}{2 \cdot \Psi_0(z, \tau)} \cdot \Psi_\chi(z, \theta, \tau) + \gamma \cdot \frac{1}{2 \cdot \Psi_0(z, \tau)} \cdot \Psi_\gamma(z, \theta, \tau) \right]. \end{aligned} \quad (12)$$

Собрав в уравнениях (12), (9), (10), (11) члены, содержащие нулевую составляющую разложения, получим краевую задачу для концентричного положения поршня в цилиндре:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{H_0(z, \tau)}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \Psi_0^2(z, \tau) - \Psi_0^2(z, \tau) \cdot \frac{\partial}{\partial z} H_0(z, \tau) \right] = \Lambda_\omega \cdot \frac{\partial}{\partial \tau} \Psi_0(z, \tau), \quad (13)$$

где H_0 – определяется выражением (5);

$$\Psi_0(z = -B, \tau) = K_{cp1} \cdot [1 + (z_0 + B) \cdot \gamma_1 + H_{1v} \cdot \cos(\tau)]; \quad (14)$$

$$\Psi_0(z = B, \tau) = K_{cp2} \cdot [1 + (z_0 - B) \cdot \gamma_1 + H_{1v} \cdot \cos(\tau)]. \quad (15)$$

$$\Psi_0(z, \tau = 0) = \left((K_{cp2} - K_{cp1}) \cdot z + \frac{K_{cp2} + K_{cp1}}{2} \right) \cdot (1 + (z_0 - z) \cdot \gamma_1). \quad (16)$$

Численная модель. Для решения нелинейной смешанной краевой задачи (13)–(16) воспользуемся итерационной схемой с линеаризацией по методу Ньютона–Канторовича [6]:

$$L'_{\Psi_0}(\Psi_{n+1}) = L'_{\Psi_0}(\Psi_n) - L(\Psi_n), \quad (17)$$

где L' – производная пространственно-временного дифференциального оператора, определяемого уравнением (13); Ψ_0 – начальное приближение для искомой функции давлений, определяемое уравнением (16); Ψ_n и Ψ_{n+1} – соответственно n -е и $(n+1)$ -е итерационные приближения.

По определению [6], имеем:

$$L'_{\Psi_0}(\Psi) = \lim_{\lambda \rightarrow 0} \frac{L(\Psi_0 + \lambda \cdot \Psi) - L(\Psi_0)}{\lambda}. \quad (18)$$

Основываясь на (13), положим, что $H_0(z, \tau) = H_0$; $\Psi_0^2(z, \tau) = \Psi_0^2$; $\Psi_0(z, \tau) = \Psi_0$, тогда:

$$L(\Psi_0) = \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{H_0}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \Psi_0^2 - \Psi_0^2 \cdot \frac{\partial}{\partial z} H_0 \right] - \Lambda_\omega \cdot \frac{\partial}{\partial \tau} \Psi_0. \quad (19)$$

Подставляя (19) в (18), получим:

$$L'_{\Psi_0}(\Psi) = \frac{\partial}{\partial z} \left[H_0 \cdot \frac{\partial}{\partial z} (\Psi_0 \cdot \Psi) - (2 \cdot \Psi_0 \cdot \Psi) \cdot \frac{\partial}{\partial z} H_0 \right] - \Lambda_\omega \cdot \frac{\partial}{\partial \tau} \Psi. \quad (20)$$

Основываясь на (20), найдем выражения для $L'_{\Psi_0}(\Psi_n)$, $L'_{\Psi_0}(\Psi_{n+1})$ (см. формулу (17)):

$$L'_{\Psi_0}(\Psi_n) = \frac{\partial}{\partial z} \left[H_0 \cdot \frac{\partial}{\partial z} (\Psi_0 \cdot \Psi_n) - (2 \cdot \Psi_0 \cdot \Psi_n) \cdot \frac{\partial}{\partial z} H_0 \right] - \Lambda_\omega \cdot \frac{\partial}{\partial \tau} \Psi_n; \quad (21)$$

$$L'_{\Psi_0}(\Psi_{n+1}) = \frac{\partial}{\partial z} \left[H_0 \cdot \frac{\partial}{\partial z} (\Psi_0 \cdot \Psi_{n+1}) - (2 \cdot \Psi_0 \cdot \Psi_{n+1}) \cdot \frac{\partial}{\partial z} H_0 \right] - \Lambda_\omega \cdot \frac{\partial}{\partial \tau} \Psi_{n+1}. \quad (22)$$

Следуя выражению (19), найдем выражение для $L(\Psi_n)$:

$$L(\Psi_n) = \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{H_0}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \Psi_n^2 - \Psi_n^2 \cdot \frac{\partial}{\partial z} H_0 \right] - \Lambda_\omega \cdot \frac{\partial}{\partial \tau} \Psi_n. \quad (23)$$

Подставляя (21)–(23) в (17) и приводя подобные слагаемые, получим развернутое итерационное уравнение

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial z} \left[H_0 \cdot \frac{\partial}{\partial z} (\Psi_0 \cdot \Psi_{n+1}) - (2 \cdot \Psi_0 \cdot \Psi_{n+1}) \cdot \frac{\partial}{\partial z} H_0 \right] - \frac{\partial}{\partial \tau} (\Lambda_\omega \cdot \Psi_{n+1}) = \\ & = \frac{\partial}{\partial z} \left[H_0 \cdot \frac{\partial}{\partial z} (\Psi_0 \cdot \Psi_n) - (2 \cdot \Psi_0 \cdot \Psi_n) \cdot \frac{\partial}{\partial z} H_0 - \frac{H_0}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \Psi_n^2 + \Psi_n^2 \cdot \frac{\partial}{\partial z} H_0 \right]. \end{aligned} \quad (24)$$

Дивергентная форма записи уравнения (24) позволяет переписать его в интегральной форме, воспользовавшись формулой Грина:

$$\begin{aligned} & \int_{(\Gamma)} \left(H_0 \cdot \frac{\partial}{\partial z} (\Psi_0 \cdot \Psi_{n+1}) - (2 \cdot \Psi_0 \cdot \Psi_{n+1}) \cdot \frac{\partial}{\partial z} H_0 \right) \cdot d\tau - (\Lambda_\omega \cdot \Psi_{n+1}) \cdot dz = \\ & = \iint_{(D)} \frac{\partial}{\partial z} \left[H_0 \cdot \frac{\partial}{\partial z} (\Psi_0 \cdot \Psi_n) - (2 \cdot \Psi_0 \cdot \Psi_n) \cdot \frac{\partial}{\partial z} H_0 - \frac{H_0}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \Psi_n^2 + \Psi_n^2 \cdot \frac{\partial}{\partial z} H_0 \right] \cdot dz \cdot d\tau. \end{aligned} \quad (25)$$

где Γ – замкнутый кусочно-гладкий положительно ориентированный контур, ограничивающий в плоскости (z, τ) область D .

В соответствии с идеей интегро-интерполяционного метода [7], используем интегральное уравнение (25) для построения консервативной разностной схемы. Введем в рассматриваемой части плоскости (z, τ) сетку:

$$\omega = \left\{ (z_i, \tau_j), (z_{i+\frac{1}{2}}, \tau_{j+\frac{1}{2}}); z_{i+1} = z_i + \Delta z; z_{i+\frac{1}{2}} = z_i + \frac{1}{2} \cdot \Delta z; i = 0, 1, \dots, N-1; \right. \\ \left. \tau_{j+1} = \tau_j + \Delta \tau; \tau_{j+\frac{1}{2}} = \tau_j + \frac{1}{2} \cdot \Delta \tau; j = 0, 1, \dots, M-1 \right\}. \quad (26)$$

Линейное уравнение (24) является уравнением параболического типа. По аналогии с уравнением теплопроводности введем в рассмотрение аналог:

функции источника

$$\Phi = H_0 \cdot \frac{\partial}{\partial z} (\Psi_0 \cdot \Psi_n) - (2 \cdot \Psi_0 \cdot \Psi_n) \cdot \frac{\partial}{\partial z} H_0 - \frac{H_0}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \Psi_n^2 + \Psi_n^2 \cdot \frac{\partial}{\partial z} H_0; \quad (27)$$

функции потока

$$W = H_0 \cdot \frac{\partial}{\partial z} (\Psi_0 \cdot \Psi_{n+1}) - (2 \cdot \Psi_0 \cdot \Psi_{n+1}) \cdot \frac{\partial}{\partial z} H_0; \quad (28)$$

функции энергии

$$E = \Lambda_\omega \cdot \Psi_{n+1}. \quad (29)$$

Сеточные функции источника Φ и потока W будем относить к полущелым точкам $(z_{i\pm\frac{1}{2}}, \tau_{j\pm\frac{1}{2}})$, а функции энергии E , давлений P и зазора H – к целым узлам сетки (z_i, τ_j) .

Применим интегральное уравнение (25) к контуру Γ , охватывающему элементарную ячейку разностной сетки (рис. 2). В результате получим:

$$\Delta z \cdot (E_i^{j+1} - E_i^j) - \Delta \tau \cdot \left(W_{i+\frac{1}{2}}^{j+\frac{1}{2}} - W_{i-\frac{1}{2}}^{j+\frac{1}{2}} \right) = -\Delta \tau \cdot \left(\Phi_{i+\frac{1}{2}}^{j+\frac{1}{2}} - \Phi_{i-\frac{1}{2}}^{j+\frac{1}{2}} \right), \quad (30)$$

$$\text{где } W_{i\pm\frac{1}{2}}^{j+\frac{1}{2}} = \bar{\Xi} \cdot W_{i\pm\frac{1}{2}}^{j+1} + (1 - \bar{\Xi}) \cdot W_{i\pm\frac{1}{2}}^j, \quad (31)$$

$$\Phi_{i\pm\frac{1}{2}}^{j+\frac{1}{2}} = \bar{\Xi} \cdot \Phi_{i\pm\frac{1}{2}}^{j+1} + (1 - \bar{\Xi}) \cdot \Phi_{i\pm\frac{1}{2}}^j, \quad (32)$$

$\bar{\Xi}$ – параметр, позволяющий варьировать интерполяцию сеточных функций ($0 \leq \bar{\Xi} \leq 1$).

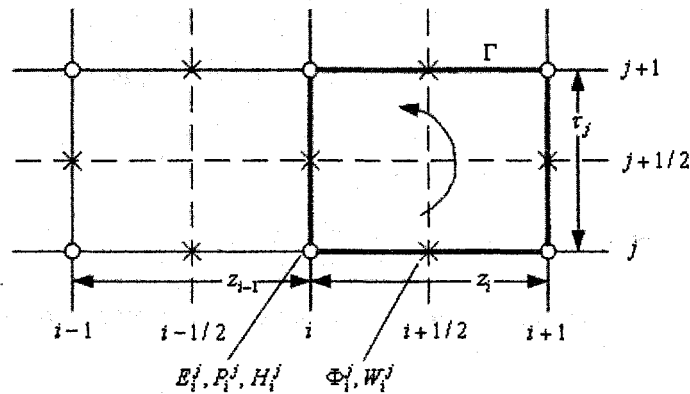


Рис. 2. Элементарная ячейка разностной сетки

Построим разностное уравнение для функции потока W . Проинтегрируем для этого обе части уравнения (28) по переменной z на отрезке $z_{i-1} \leq z \leq z_i$. Применяя «теорему о среднем» [8], получаем:

$$W_{i-\frac{1}{2}} = \frac{1}{\Delta z} \left(\frac{(H_0)_{i-1} + (H_0)_i}{2} \cdot [(\Psi_0 \cdot \Psi_{n+1})_i - (\Psi_0 \cdot \Psi_{n+1})_{i-1}] - [(\Psi_0 \cdot \Psi_{n+1})_{i-1} + (\Psi_0 \cdot \Psi_{n+1})_i] \cdot [(H_0)_i - (H_0)_{i-1}] \right), \quad (33)$$

где $\Delta z = z_i - z_{i-1}$.

Производя аналогичные операции на отрезке $z_i \leq z \leq z_{i+1}$ запишем выражение для $W_{i+\frac{1}{2}}$:

$$W_{i+\frac{1}{2}} = \frac{1}{\Delta z} \left(\frac{(H_0)_i + (H_0)_{i+1}}{2} \cdot [(\Psi_0 \cdot \Psi_{n+1})_{i+1} - (\Psi_0 \cdot \Psi_{n+1})_i] - [(\Psi_0 \cdot \Psi_{n+1})_i + (\Psi_0 \cdot \Psi_{n+1})_{i+1}] \cdot [(H_0)_{i+1} - (H_0)_i] \right); \quad (34)$$

где $\Delta z = z_{i+1} - z_i$.

Аналогично находим разностную аппроксимацию функции источника Φ (27) на выбранной сетке:

$$\Phi_{i-\frac{1}{2}} = \frac{1}{\Delta z} \left(\frac{(H_0)_{i-1} + (H_0)_i}{2} \cdot [(\Psi_0 \cdot \Psi_n)_i - (\Psi_0 \cdot \Psi_n)_{i-1}] - [(\Psi_0 \cdot \Psi_n)_{i-1} + (\Psi_0 \cdot \Psi_n)_i] \cdot [(H_0)_i - (H_0)_{i-1}] - \frac{1}{4} \cdot [(H_0)_{i-1} + (H_0)_i] \cdot [(\Psi_n)_i^2 - (\Psi_n)_{i-1}^2] + \frac{(\Psi_n)_{i-1}^2 + (\Psi_n)_i^2}{2} \cdot [(H_0)_i - (H_0)_{i-1}] \right); \quad (35)$$

$$\Phi_{i+\frac{1}{2}} = \frac{1}{\Delta z} \left(\frac{(H_0)_i + (H_0)_{i+1}}{2} \cdot [(\Psi_0 \cdot \Psi_n)_{i+1} - (\Psi_0 \cdot \Psi_n)_i] - [(\Psi_0 \cdot \Psi_n)_i + (\Psi_0 \cdot \Psi_n)_{i+1}] \cdot [(H_0)_{i+1} - (H_0)_i] - \frac{1}{4} \cdot [(H_0)_i + (H_0)_{i+1}] \cdot [(\Psi_n)_{i+1}^2 - (\Psi_n)_i^2] + \frac{(\Psi_n)_i^2 + (\Psi_n)_{i+1}^2}{2} \cdot [(H_0)_{i+1} - (H_0)_i] \right). \quad (36)$$

Разностная аппроксимация функции энергии E (29) на выбранной сетке принимает вид:

$$E_i = \Lambda_\omega \cdot (\Psi_{n+1})_i. \quad (37)$$

Определим разности $W_{i+\frac{1}{2}} - W_{i-\frac{1}{2}}$, $\Phi_{i+\frac{1}{2}} - \Phi_{i-\frac{1}{2}}$, на основании выражений (33), (34) и (35),

(36) соответственно. Подставляя полученные выражения в (30) и учитывая (31), (32), получаем развернутый конечно-разностный аналог дифференциального уравнения (13):

$$\begin{aligned} & -(\Psi_{n+1})_{i-1}^{j+1} \cdot \bar{\Xi} \cdot A_{i-1}^{j+1} + (\Psi_{n+1})_i^{j+1} \cdot [\Delta z \cdot \Lambda_\omega - \bar{\Xi} \cdot C_i^{j+1}] - (\Psi_{n+1})_{i+1}^{j+1} \cdot \bar{\Xi} \cdot A_{i+1}^{j+1} = \\ & = (\Psi_{n+1})_{i-1}^j \cdot (1 - \bar{\Xi}) \cdot A_{i-1}^j + (\Psi_{n+1})_i^j \cdot [\Delta z \cdot \Lambda_\omega + (1 - \bar{\Xi}) \cdot C_i^j] + (\Psi_{n+1})_{i+1}^j \cdot (1 - \bar{\Xi}) \cdot A_{i+1}^j - \end{aligned}$$

$$-\Delta\tau \cdot \left[\bar{\Xi} \cdot \left[\Phi_{i+\frac{1}{2}}^{j+1} - \Phi_{i-\frac{1}{2}}^{j+1} \right] + (1 - \bar{\Xi}) \cdot \left[\Phi_{i+\frac{1}{2}}^j - \Phi_{i-\frac{1}{2}}^j \right] \right], \quad (38)$$

где $A_{i-1} = \frac{\Delta\tau}{\Delta z} \cdot (\Psi_0)_{i-1} \cdot \frac{1}{2} \cdot [-(H_0)_{i-1} + 3 \cdot (H_0)_i]$; $A_{i+1} = \frac{\Delta\tau}{\Delta z} \cdot (\Psi_0)_{i+1} \cdot \frac{1}{2} \cdot [3 \cdot (H_0)_i - (H_0)_{i+1}]$;

$$C_i = \frac{\Delta\tau}{\Delta z} \cdot (\Psi_0)_i \cdot \frac{1}{2} \cdot [-3 \cdot (H_0)_{i-1} + 2 \cdot (H_0)_i - 3 \cdot (H_0)_{i+1}] \quad (39)$$

Краевые условия, аналогично уравнению (38), приведем к 3-точечному виду [9]. Первое граничное условие реализуем на нижнем пространственном и $(j+1)$ -м временном слое:

$$(\Psi_{n+1})_i^{j+1} = K_{cp1} \cdot (H_0)_i^{j+1}, \text{ при } i=1 \quad (40)$$

Второе граничное условие реализуется на верхнем пространственном и $(j+1)$ -м временном слое:

$$(\Psi_{n+1})_i^{j+1} = K_{cp2} \cdot (H_0)_i^{j+1}, \text{ при } i=M \quad (41)$$

Начальное приближение, согласно (16), принимает вид

$$(\Psi_0)_i^0 = \left((K_{cp2} - K_{cp1}) \cdot z_i + \frac{K_{cp2} + K_{cp1}}{2} \right) \cdot [1 + (z_0 - z_i) \cdot \gamma_1]. \quad (42)$$

Таким образом, для нелинейной смешанной краевой задачи (13)–(16) получен конечно-разностный аналог в виде основного уравнения (38), краевых условий (40), (41) и начального приближения (42).

Решение задачи. Суть решения конечно-разностного уравнения (38) состоит в нахождении установившегося во времени массива значений вспомогательной функции давлений $\Psi_{n+1} = P \cdot H$. Относительная погрешность установления процесса составляет 10^{-8} . Далее находится массив мгновенных значений давлений по формуле:

$$P = \frac{\Psi_{n+1}}{H} - 1, \text{ где } P = P(\tau), H = H(\tau). \quad (43)$$

На основании выражения (43) ищется среднее за период колебаний цилиндра распределение давлений по длине слоя:

$$\bar{P}(z) = \int_0^1 P(z, \tau) \cdot d\tau. \quad (44)$$

Массовый расход газа ищем на основании полученной в [5] аналитической формулы с учетом установившегося массива значений вспомогательной функции давлений Ψ_{n+1} :

$$M_{i+\frac{1}{2}}^{j+\frac{1}{2}} = -\pi \cdot \left(\bar{\Xi} \cdot \left[((\Psi_{n+1})_i^{j+1})^2 \cdot B_i^{j+1} + ((\Psi_{n+1})_{i+1}^{j+1})^2 \cdot B_{i+1}^{j+1} \right] + (1 - \bar{\Xi}) \cdot \left[((\Psi_{n+1})_i^j)^2 \cdot B_i^j + ((\Psi_{n+1})_{i+1}^j)^2 \cdot B_{i+1}^j \right] \right), \quad (45)$$

где $B_i = \frac{1}{\Delta z} \cdot [(H_0)_i - 3 \cdot (H_0)_{i+1}]$, $B_{i+1} = \frac{1}{\Delta z} \cdot [3 \cdot (H_0)_i - (H_0)_{i+1}]$.

Средний за период колебаний расход равен

$$\bar{M}(z) = \int_0^1 M(z, \tau) \cdot d\tau. \quad (46)$$

Выталкивающую поршень силу ищем на основе закона трения Ньютона с помощью аналитической формулы [5]:

$$F_{i+\frac{1}{2}}^{j+\frac{1}{2}} = \bar{\Xi} \cdot [(\Psi_{n+1})_i^{j+1} \cdot D_i^{j+1} + (\Psi_{n+1})_{i+1}^{j+1} \cdot D_{i+1}^{j+1}] + (1 - \bar{\Xi}) \cdot [(\Psi_{n+1})_i^j \cdot D_i^j + (\Psi_{n+1})_{i+1}^j \cdot D_{i+1}^j], \quad (47)$$

где $D_i = \frac{1}{\Delta z} \cdot \frac{(H_0)_i + (H_0)_{i+1}}{2 \cdot (H_0)_i}$, $D_{i+1} = \frac{1}{\Delta z} \cdot \frac{-(H_0)_i - (H_0)_{i+1}}{2 \cdot (H_0)_{i+1}}$.

Расчет и конструирование

Далее производится интегрирование по времени τ , координате z и координате θ :

$$\bar{F} = K_\tau \cdot \int_0^{\frac{1}{2}\tau_{MIN}} \int_{-\frac{1}{2}\tau_{MAX}}^{\frac{1}{2}\tau_{MAX}} \int F(z, \tau) \cdot d\tau \cdot dz \cdot d\theta, \quad (48)$$

где $K_\tau = \delta / L$.

Некоторые результаты расчетов. Результаты численного решения представлены на графиках (рис. 3–6). На этих же графиках приведены результаты расчета по асимптотической теории [5] (обозначены знаком «*»). При построении графиков по численной модели использовались следующие параметры сетки: безразмерный частотный параметр $\Lambda_\omega = 100$, число точек по пространственной координате $N_z = 120$, число точек по временной координате $N_t = 266$, параметр, позволяющий варьировать интерполяцию сеточных функций $\bar{\Xi} = 0,5$.

Распределение давлений. На рис. 3 представлены зависимости распределений по длине поршня средних за период колебаний цилиндра давлений при нулевом угле конусности.

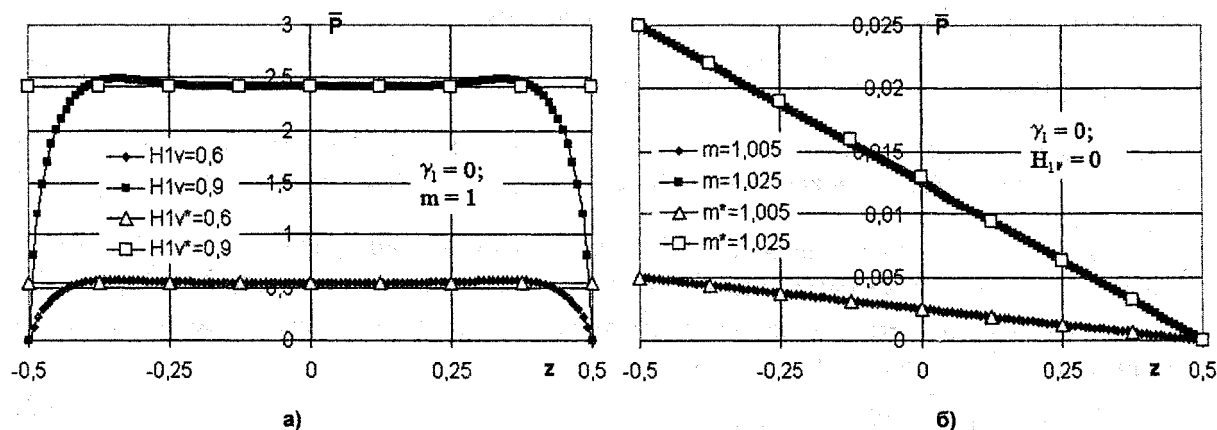


Рис. 3. Распределение давлений по длине поршня при нулевом угле конусности

В случае созданий давлений за счет колебаний стенок цилиндра (см. рис. 3, а) происходит рост давления при увеличении амплитуды колебаний: от $\bar{P} = 0,5$ при $H_{1v} = 0,6$ до $\bar{P} = 2,5$ при $H_{1v} = 0,9$. При отсутствии колебаний цилиндра (см. рис. 3, б) распределение давлений линейно. Известно [10], что в случае, когда рабочей средой является газ, распределение давлений должно быть нелинейным. Объяснением расхождения поведения графиков является то, что в данной работе речь идет о весьма малых давлениях (менее 2,5 кПа). При малых давлениях поведения газа становится аналогичным поведению жидкости, т. е. распределение давлений начинает линейно зависеть от координаты z . При больших перепадах давлений [5] (до 6 МПа) расчетные кривые хорошо согласуются с результатами работы [10].

На рис. 4 представлены зависимости распределений по длине поршня средних за период колебаний цилиндра давлений при наличии угла конусности.

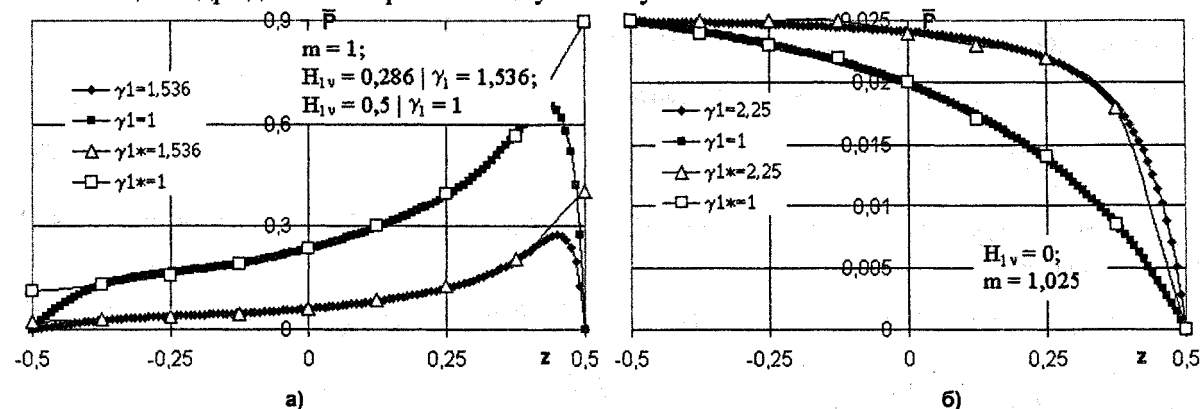


Рис. 4. Распределение давлений по длине поршня при ненулевом угле конусности

В случае созданий давлений за счет колебаний стенок цилиндра (см. рис. 4, а) замечен рост давления по мере приближения к выходу из зазора (точка $z = 0,5$) и падения давления на входе в зазор (точка $z = -0,5$). Это явилось результатом влияния профилирования в виде малой конусности. При построении этих зависимостей использовано условие физической реализуемости колебаний при наличии угла конусности: отсутствие соприкосновения колеблющейся поверхности цилиндра и неподвижной поверхности поршня. Так, при амплитуде колебаний цилиндра 0,286 безразмерный угол конусности равен 1,536, а при безразмерной амплитуде 0,5 угол конусности уменьшен до 1. Расстояние от начала координат до линии пересечения образующих поверхностей поршня (цилиндра) z_0 зафиксирован в точке $z = 0,2$.

При отсутствии колебаний цилиндра и действии на краях перепада давлений в условиях профилирования в виде малой конусности (см. рис. 4, б) распределение давлений уже не подчиняется линейному закону, как это было для случая, рассмотренного на рис. 3, б. Степень крутизны кривых зависит от угла конусности – чем больше угол конусности, тем более выпуклой является кривая.

Комбинация вибрации и профилирования в виде малой конусности приводит к неравномерности распределения давлений, определяющей направленный расход газа. Создание безрасходной поршневой пары может быть обеспечено направлением расхода газа, встречным основному, при автоматическом выборе амплитуды колебаний в согласованном с параметрами профиля диапазоне.

Массовый расход газа. На рис. 5, а представлены зависимости массового расхода газа от амплитуды колебаний цилиндра при нулевом угле конусности и при различных перепадах давлений: $m = 1$ (отсутствие перепада давлений), $m = 1,025$ (максимальный в данной задаче перепад давлений).

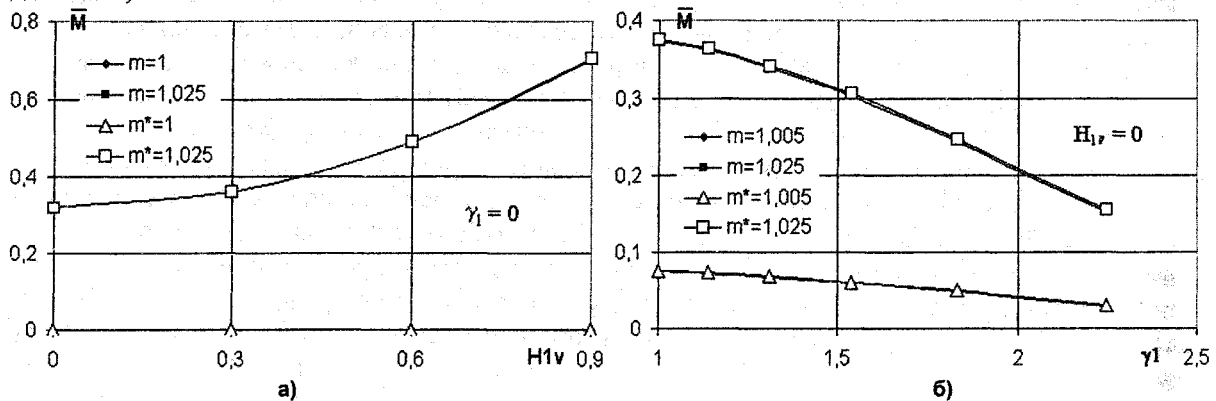


Рис. 5. Зависимости массового расхода газа: а – от амплитуды колебаний цилиндра; б – от угла конусности при отсутствии колебаний цилиндра

Видно, что при отсутствии перепада давлений массовый расход газа равен нулю. При максимальном перепаде давлений наблюдается увеличение массового расхода газа с увеличением амплитуды колебаний, что свидетельствует, по сути, об увеличении эффективной площади зазора. Однако, данный отрицательный факт надо соотносить с существенным увеличением радиальной жесткости слоя, положительный эффект от которой на метрологические характеристики намного больше.

На рис. 5, б и 6, а представлены зависимости массового расхода газа от угла конусности.

При отсутствии колебаний цилиндра (см. рис. 5, б) наблюдается уменьшение массового расхода газа по мере увеличения угла конусности. Поток газа направлен из области больших давлений (под поршнем) в область малых давлений (над поршнем). Это направление потока назовем «положительным», тогда «отрицательное» – это направление из области малых давлений (над поршнем) в область больших давлений (под поршнем).

При совместном воздействии перепада давлений и амплитуды колебаний стенок цилиндра (см. рис. 6, а) массовый расход газа имеет различные направления своих составляющих, вес которых меняется по мере увеличения угла конусности. Первая (и основная) составляющая определяется реализуемым перепадом давлений в грузопоршневом манометре, а вторая – генераторными свойствами вибронесущего слоя газа, которые, как было обнаружено ранее [5], существенно

Расчет и конструирование

усиливаются в присутствии реализуемого устройством перепада давлений. Так в диапазоне $1 \leq \gamma_1 < 2,2$ суммарный поток газа имеет «отрицательное направление», при $\gamma_1 = 2,2$ расход газа равен нулю, в диапазоне $2,2 < \gamma_1 \leq 2,25$ поток газа имеет «положительное направление». Следовательно, для обеспечения нулевого расхода газа необходимо выбирать значение угла конусности из диапазона $1 \leq \gamma_1 \leq 2,2$.

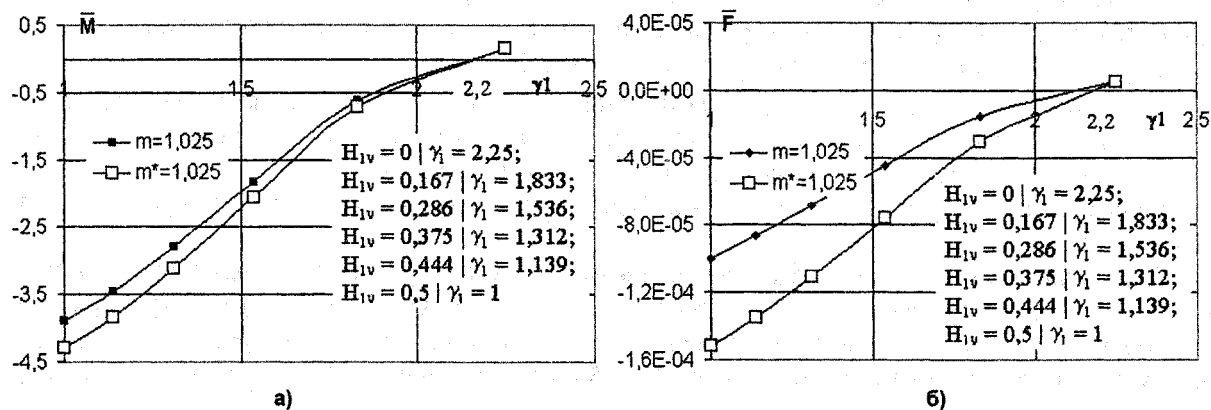


Рис. 6. Зависимости: а – массового расхода газа от угла конусности при совместном воздействии перепада давлений и колебаний цилиндра; б – выталкивающей силы от угла конусности при совместном воздействии перепада давлений и колебаний цилиндра

Выталкивающая поршень сила. На рис. 6, б представлены зависимости выталкивающей поршень силы от угла конусности при совместном воздействии перепада давлений и амплитуды колебаний стенок цилиндра. Видно, что характер поведения выталкивающей поршень силы полностью аналогичен массовому расходу газа (см. рис. 6, а). Отличие состоит в порядке величин.

Заключение. Проведен численный и аналитический анализ характеристик смазочного слоя с целью оценки его метрологических и эксплуатационных характеристик, включая расчет расхода газа, величина которого является одной из основных характеристик, определяющих качество и цену поршневой пары. Показано, что при равномерной вибрации и варьируемом профилировании зазора в виде малой конусности можно создать противорасход газа, величина которого полностью компенсирует рабочий расход грузопоршневого манометра (перепад менее 2,5 кПа). Это приведет к существенному увеличению времени для проведения измерения вплоть до 8 часов (полная рабочая смена) и избавит от необходимости постоянно поддерживать давление в измерительной системе.

Литература

1. Некрасов С.Г., Филимонов А.С. Некоторые характеристики газового грузопоршневого манометра при центральном положении поршня в вибронесущем подвесе // Сборник научных статей «Приборостроение-2004» (Принята в печать).
2. Pan. C.N.T. An Asymptotic Analysis of Gas Bearings Systems for Stability Dynamics and Fluid Mechanics // Development in Mechanics. – N.Y., 1965. – V. 3, Part 20f. – P. 431–447.
3. Некрасов С.Г., Филимонов А.С. Грузопоршневой манометр с вибронесущим газовым подвесом поршня // XXIII Российская школа по проблемам науки и технологий. Тезисы докладов. – Миасс: МСНТ, 2003. – 126 с.
4. Некрасов С. Г., Филимонов А. С. Использование метода малого параметра при определении эксплуатационных характеристик неуплотненной цилиндрической поршневой пары с газовой смазкой // IX международный научно-технический семинар. Тезисы докладов. – СПб: ВНИИМ им. Д. И. Менделеева, 2004. – 77 с.
5. Некрасов С.Г., Филимонов А.С. Распределение давлений и эксплуатационные характеристики поршневой пары на вибронесущем газовом подвесе // Сборник «Информационные, измерительные и управляющие системы и устройства» (Принята в печать).
6. Канторович Л.В., Акилов Г.П. Функциональный анализ: 2-е изд. – М: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1977. – 744 с.

7. Самарский А.А., Попов Ю.П. Разностные методы решения задач газовой динамики. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1980. – 351 с.
8. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления для втузов. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1978. Том 1. – 456 с.
9. Годунов С.К., Рябенкий В.С. Разностные схемы (введение в теорию). Учебное пособие. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1977. – 440 с.
10. Жоховский М.К. Теория и расчет приборов с неуплотненным поршнем. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 312 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ТОПЛИВНОГО ФАКЕЛА СО СТЕНКОЙ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ БЫСТРОХОДНОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

В.В. Егоров, С.С. Никифоров

Представлена математическая модель, позволяющая определить распределение топлива, отраженного при управляемом взаимодействии топливного факела со стенкой камеры сгорания в различные области пространства сжатия форсированного дизеля с «объемно-пристеночным» смесеобразованием. Результаты расчетов позволяют спроектировать рациональный профиль камеры сгорания с поршнем без выточек под клапаны и увеличенным за счет этого надпоршневым зазором.

Широко известна камера сгорания (КС) типа Гессельман для дизелей с объемным смесеобразованием. Практика показывает, что в форсированных вариантах дизелей размерности 15/18 и 15/16 с такими камерами сгорания объемное смесеобразование в «чистом виде» осуществляется далеко не на всех режимах, о чем свидетельствуют наличие отпечатков факелов на днище поршня и данные по регистрации развития топливного факела в холодной бомбе. Этот факт является одним из препятствий к дальнейшему форсированию дизеля без конструктивных изменений топливной аппаратуры. Однако, существуют определенные проблемы подобных изменений как для серийно выпускаемых дизелей, так и для опытных вариантов, разрабатываемых на базе отлаженного производства.

Другим недостатком КС типа Гессельман применительно к дизелям размерности 15/18 и 15/16 является наличие на днище поршня выточек под клапаны, что усложняет, а, следовательно, и удорожает его производство. Заводом-изготовителем с целью удешевления производства дизелей типа ЧН15/16 и ЧН15/18 проведен ряд конструктивных изменений, в том числе изменение конструкции днища поршня. В новой конструкции отсутствуют выточки под клапаны, что привело к улучшению технологичности и снижению теплонапряженности поршня, но повлекло за собой изменения процесса смесеобразования.

Таким образом, возникла задача доводки рабочего процесса дизелей с поршнями без выточек под клапаны. На рис. 1 представлены схемы камер сгорания и фотографии серийного и опытного поршней. Отсутствие в опытном поршне выточек под клапаны привело к следующему:

- появляется увеличенный до 7...8 мм надпоршневой зазор в периферийной части КС, где сосредоточено до 30% воздушного заряда, использование которого необходимо обеспечить путем рационального отражения топливного факела в этот зазор;
- при сохранении величины степени сжатия сокращается на 10...15% длина свободного полета топливных факелов, что приводит к их контакту с днищем поршня на большинстве режимов по нагрузочной характеристике.

В дизеле с опытной камерой сгорания с увеличенным надпоршневым зазором топливный факел отражается от периферийной части днища поршня, за счет чего осуществляется перераспределение топлива по объему. Отражение происходит как в направлении крышки головки, так и в направлении центральной части днища поршня. Соотношение долей цикловой подачи топлива, отраженного в различные области камеры сгорания, а также доли топлива, осажденного на стенку, зависит от параметров топливной аппаратуры и конструкции КС.

Поэтому, процесс отражения топливного факела от стенки КС является определяющим при организации смесеобразования в камерах такого типа. Изучение и моделирование этого процесса необходимо при выборе рациональной формы днища поршня для дизелей с камерой сгорания с увеличенным надпоршневым зазором.

По результатам анализа литературных источников, посвященных процессам топливоподачи и смесеобразования, а также теории турбулентных струй и многофазных систем, принята следующая физическая модель взаимодействия топливного факела со стенкой КС. Следует отме-

туть, что рассматривается случай отсутствия организованного движения воздушного заряда в цилиндре двигателя, что характерно для транспортных дизелей ЧН15/16 и ЧН15/18.

Во-первых, топливный факел представляется двухфазной турбулентной стационарной струей, состоящей из капель топлива усредненного диаметра d_{32} , движущихся в спутном потоке воздуха. Спутный поток образуется путем обмена количеством движения между впрыснутым топливом и частью воздушного заряда.

Во-вторых, при встрече топливного факела с преградой образуется область взаимодействия, где прослеживается влияние преграды на поток и происходит разворот топливного факела вдоль поверхности преграды. Принято, что отклонение капель топлива от первоначальной траектории начинается в области взаимодействия под действием потока газовой составляющей, которая в свою очередь отклоняется преградой как автономная турбулентная газовая струя. Размеры области взаимодействия определяются по газовой составляющей топливного факела. Такой подход условного разделения при рассмотрении процесса взаимодействия двухфазной струи на газовую и капельно-жидкостную составляющие вытекает из положения о диссипации энергии капель на основном участке струи – см. ниже.

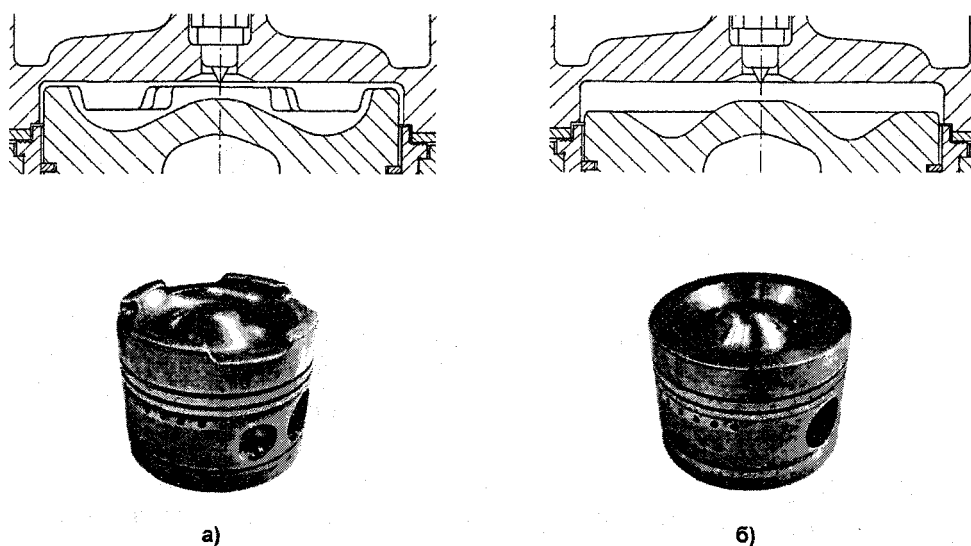


Рис. 1. Типы камер сгорания дизелей ЧН15/16 и ЧН15/18:

а – Гессельман, поршень с выточками под клапаны;

б – с увеличенным надпоршневым зазором, поршень без выточек под клапаны

Результатом решения задачи о взаимодействии топливного факела с преградой, т.е. стенкой КС, является определение относительной доли топлива, отраженного в объем при различных углах взаимодействия. За базу сравнения принято фронтальное взаимодействие, т.е. при угле атаки $\varphi = 90^\circ$. Капли, унесенные за границу области взаимодействия, считаются расположенными в объеме пространства сжатия, в противном случае – попавшими в пристеночную зону. При организации смесеобразования преимущественно объемного типа очевидно стремление к снижению доли пристеночного топлива.

Для решения задачи о взаимодействии факела со стенкой КС разработаны следующие математические модели:

- модель факела распыленного топлива, позволяющая определять концентрации и скорости жидкой и газовой составляющей в любой точке основного участка факела;
- модель взаимодействия газовой струи для различных углов атаки, позволяющая определять скорость газа в любой точке области взаимодействия;
- модель движения капель топлива в области взаимодействия факела с преградой.

При моделировании топливного факела условно выделяются два участка – начальный и основной (рис. 2). Границей между участками является переходное сечение. Процессы, происходящие на протяжении начального участка, не поддаются математическому описанию в дифферен-

Расчет и конструирование

циальном виде вследствие неопределенности. Рассмотрим эти процессы в интегральном виде для определения положения переходного сечения и параметров в нем.

В первую очередь это процессы распада струи топлива, истекающего через отверстие распылителя форсунки, на отдельные капли. Допустим, что этот процесс завершается к переходному сечению даже на оси струи, где, как известно [4], наибольшая концентрация топлива. Характеристики мелкости распыливания, как и геометрические параметры топливного факела, на настоящем уровне знаний определяются по полуэмпирическим методикам. В данной работе использовалась модель проф. Лышевского А.С. [5].

Следующий процесс, происходящий на протяжении начального участка, это обмен количеством движения между топливом и воздухом в факеле. Согласно положениям гидродинамики многофазных систем [7], обмен количеством движения между газом и частицами происходит только при концентрациях частиц в потоке газа выше некоторого порогового значения. При более низких значениях концентраций энергия торможения частиц диссипирует в их следах и газу в виде механической энергии не передается (рис. 3). Допустим, что концентрация частиц достигает порогового значения на оси факела в переходном сечении, что согласуется с принятым механизмом распада струи на капли.

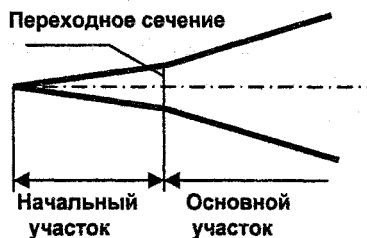


Рис. 2. Схема топливного факела

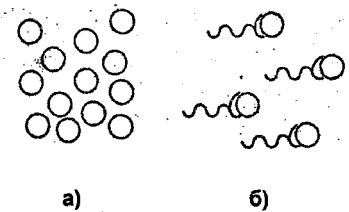


Рис. 3. Иллюстрация явления диссипации энергии капель при различной их концентрации согласно [7]: а – обмен количеством движения осуществляется; б – энергия капель диссипирует в их следах

Еще два условия, необходимые для замыкания системы уравнений, описывающей параметры в переходном сечении, вытекают из результатов анализа структуры топливного факела и не находятся в противоречии с принятыми допущениями. Это постоянство скорости топлива на оси и сохранение суммарного потока топлива через любое нормальное к оси сечение факела на протяжении начального участка. В окончательном виде система уравнений для переходного сечения имеет вид:

$$\begin{cases} U_{ot} = \mu_c \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(P_{впр} - P_a)}{\rho_t}}; \\ U_{mv} = U_{ot} \cdot \sqrt{\frac{0,3541 \cdot \rho_t \cdot f_c}{\rho_v \cdot (0,13352 \cdot f_n - 0,6459 \cdot f_c)}}; \\ \frac{6}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{\frac{\nu_v}{d_{32} \cdot (U_{ot} - U_{mv})}} + 1 - 0,281 \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot f_n}{f_c}} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где μ_c – коэффициент расхода отверстия распылителя форсунки; $P_{впр}$ – среднее давление топлива за период впрыска; P_a – среднее давление в цилиндре за период впрыска; ρ_t и ρ_v – плотности топлива и воздуха соответственно; U_{ot} – скорость истечения топлива через отверстие распылителя форсунки; U_{mv} – скорость воздуха на оси факела в переходном сечении; ν_v – кинематическая вязкость воздуха; f_n и f_c – площади переходного сечения факела и отверстия распылителя форсунки; d_{32} – средний диаметр капель распыленного топлива.

Система (1) решается методом последовательных приближений путем задания расстояния L_n по оси факела от отверстия распылителя форсунки до переходного сечения. Площадь переходного сечения f_n определяется в зависимости от величины L_n при известной геометрии факела.

В результате решения системы (1) определяется положение переходного сечения, скорости топлива и воздуха на оси факела в этом сечении. Осевые концентрации компонентов можно определить по выражениям:

$$C_{mni} = \frac{\rho_i}{0,13352} \cdot \frac{f_c}{f_n}, \quad C_{mni} = \rho_v \cdot \left(1 - \frac{C_{mni}}{\rho_i}\right).$$

Переходное сечение является начальным сечением основного участка факела. На протяжении основного участка при моделировании описываются следующие процессы и учитываются следующие допущения:

- торможение капель топлива в спутном потоке воздуха с диссипацией энергии без обмена количеством движения между жидкой и газообразной фазами струи;
- поле скоростей фаз и концентрации жидкой фазы в нормальном сечении струи в зависимости от текущего радиуса согласно теории турбулентных струй [8] описывается соотношением Шлихтинга, или, как еще называют, универсальным профилем;
- для случая «холодного факела» принято постоянство среднего диаметра капель d_{32} и сохранение суммарного потока топлива через любое нормальное сечение факела.

Опуская промежуточные выкладки, приведем систему уравнений для определения параметров на оси факела на протяжении основного участка при заданном расстоянии от отверстия распылителя форсунки L :

$$\begin{cases} C_{mi} = C_{mni} \cdot \frac{U_{ci} \cdot R_n}{U_{mi} \cdot R}; \\ U_{mvi}^2 \cdot f_n \cdot \left(0,13352 - 0,08624 \cdot \frac{C_{mni}}{\rho_i}\right) = U_{mvi}^2 \cdot f \cdot \left(0,13352 - 0,08624 \cdot \frac{C_{mi}}{\rho_i}\right); \\ U_{mi} \cdot dU_{mi} = -\left[A \cdot (U_{mi} - U_{mvi}) - B \cdot (U_{mi} - U_{mvi})^2\right] \cdot dl. \end{cases} \quad (2)$$

Здесь $A = \frac{0,75 \cdot k_1 \cdot \mu_v}{\rho_i \cdot d_{32}^2}$ и $B = 0,54 \cdot k_2 \cdot \frac{\rho_v}{\rho_i \cdot d_{32}}$ – коэффициенты, введенные для упрощения вида

уравнений; C_{mni} и C_{mi} – концентрации топлива на оси факела в переходном и произвольном сечении радиусом R и площадью f на текущей длине l ; μ_v – динамическая вязкость воздуха; U_{mi} и U_{mvi} – скорости топлива и воздуха на оси факела в произвольном сечении на текущей длине по оси факела l ; k_1 и k_2 – коэффициенты аэродинамического сопротивления капли топлива; R_n – радиус переходного сечения.

Параметры в произвольной точке сечения факела на основном участке можно рассчитать по формулам:

$$C_i = C_{mi} \cdot (1 - \xi^{1,5})^2, \quad C_v = \rho_v \cdot \left(1 - \frac{C_i}{\rho_i}\right), \quad (3)$$

$$U_i = U_{mi} \cdot (1 - \xi^{1,5})^2, \quad U_v = U_{mvi} \cdot (1 - \xi^{1,5})^2.$$

Здесь C_i , U_i и C_v , U_v – концентрации и скорости топлива и воздуха в произвольной точке сечения находящейся на расстоянии r от оси факела; $\xi = \frac{r}{R}$ – относительная координата точки.

Расчитанная по уравнениям (2) зависимость изменения осевых скоростей топлива и воздуха на протяжении основного участка топливного факела для штатной топливной аппаратуры на режиме номинальной мощности представлена на рис. 4. Расчет произведен с использованием пакета MATHCAD-2001i.

Расчет и конструирование

Таким образом, по разработанной модели топливного факела определяются параметры топливной и воздушной фаз в любой точке факела. Эти данные используются в качестве начальных условий для расчета движения капель в области взаимодействия факела со стенкой КС и последующего определения относительной доли топлива, унесенного в объем, при различных углах φ между осью топливного факела и стенкой.

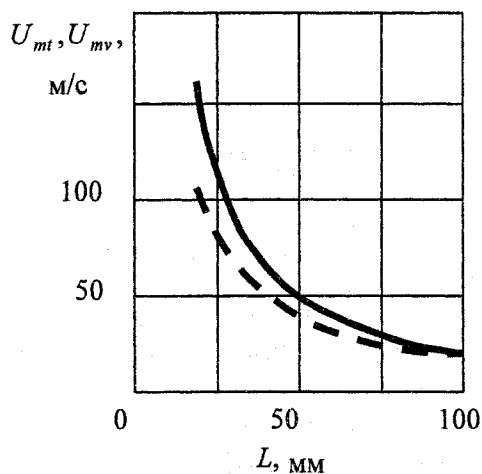


Рис. 4. Расчетные скорости топлива U_{mt} и воздуха U_{mv} на оси топливного факела по его длине L .
 — скорость топлива,
 - - - скорость воздуха

В результате анализа процесса торможения капель топлива в спутном потоке воздуха в объеме области взаимодействия под действием сил аэродинамического сопротивления получена следующая система уравнений:

$$\begin{cases} \frac{dV_t}{dx} = \frac{(V_t - V_v)^2}{V_t} \cdot \left[\frac{A}{(V_t - V_v)} + B \right]; \\ \frac{dU_t}{dy} = \frac{(U_t - U_v)^2}{U_t} \cdot \left[\frac{A}{(U_t - U_v)} + B \right]; \\ \frac{dy}{dx} = \frac{V_t}{U_t}. \end{cases} \quad (4)$$

Здесь V_t и V_v — проекции скорости капли и воздуха на ось x ; U_t и U_v — проекции скорости капли и воздуха на ось y ; x и y — координаты капли в области взаимодействия (см., например, рис. 5а).

Решая систему (4), можно определить траекторию движения капель топлива в области взаимодействия факела со стенкой камера сгорания и выделить капли, унесенные потоком воздуха в объем. Но для решения системы (4) должно быть известно поле скоростей воздуха в области взаимодействия, которое изменяется в отличие от свободной струи под действием преграды. Для определения поля скоростей воздуха, т.е. значений V_v и U_v , разработана математическая модель взаимодействия газовой струи с преградой в виде, позволяющем применить ее для решения системы (4). При разработке модели в качестве основы использовались результаты исследований и моделирования, представленные в работах [2, 8, 9]. Соответствующие разделы этих работ посвящены исследованию течения в пограничном слое при набегании газовой струи на преграду и содержат данные по характеру изменения поля скоростей на внешней границе пограничного слоя, т.е. для нашего случая на стенке.

Принято выделять два общих случая взаимодействия струй с плоской преградой — взаимодействие под прямым углом между осью струи и преградой и взаимодействие под углом φ , отличным от прямого. В первом случае течение симметричное, и задача взаимодействия сводится к плоской. Во втором случае для приведения задачи к плоской необходимо принять дополнительные допущения, при этом решение для $\varphi = 90^\circ$ в обоих случаях должно совпадать. Схемы течения представлены на рис. 5.

В теории турбулентных струй текущие координаты точек области взаимодействия принято представлять в безразмерных координатах:

$$X = \frac{x}{X_{zp}}; \quad Y = \frac{y}{Y_{zp}},$$

где x и y – координаты точки в абсолютных единицах, X_{zp} и Y_{zp} – размеры области взаимодействия по осям координат.

Поле скоростей газа в области взаимодействия неизвестно. Допустим, что скорость элементарного объема газа изменяется по определенному закону и описывается какой-то функцией. Для $\varphi = 90^\circ$ проекции скорости на оси координат можно представить в виде:

$$U_v = -\varphi(Y) \cdot U_{mzp} \cdot (1 - X^{1,5})^2, \quad V_v = \psi(X) \cdot W_m \cdot (1 - Y^{1,5})^2, \quad (5)$$

где U_{mzp} – скорость газа на оси факела на входе в область взаимодействия; W_m – скорость газа у стенки на выходе из области взаимодействия; $\varphi(Y)$ и $\psi(X)$ – неизвестные функции.

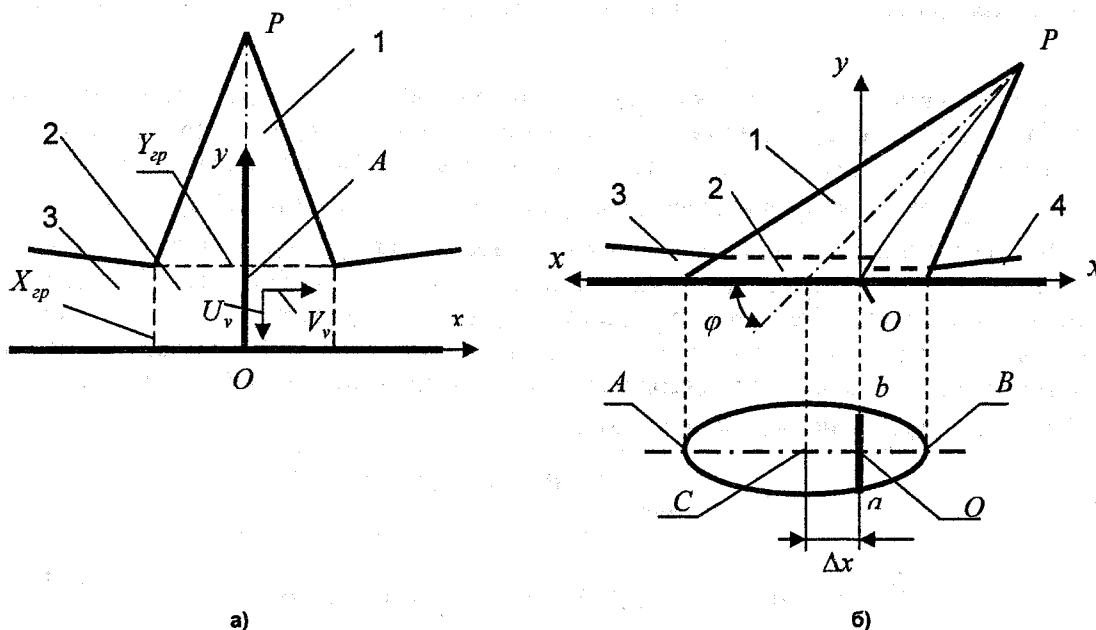


Рис. 5. Схема течения при взаимодействии струи с преградой; а – $\varphi = 90^\circ$, б – $\varphi \neq 90^\circ$.

1 – область свободной струи, 2 – область взаимодействия, 3 – область пристеночной струи с большим расходом, 4 – область пристеночной струи с меньшим расходом, O – центр давления, PO – линия раздела течения, - - - - - границы области взаимодействия

Вид функций $\varphi(Y)$ и $\psi(X)$ находится из условий на границах области взаимодействия. В итоге поле скоростей газа в области взаимодействия при $\varphi = 90^\circ$ описывается уравнениями:

$$V_v = W_m \cdot \frac{X - 0,8 \cdot X^{2,5} + 0,25 \cdot X^4}{0,45} \cdot (1 - Y^{1,5})^2, \quad (6)$$

$$U_v = -U_{mzp} \cdot \frac{Y - 0,8 \cdot Y^{2,5} + 0,25 \cdot Y^4}{0,45} \cdot (1 - X^{1,5})^2.$$

Размеры области взаимодействия и скорость воздуха на выходе из области взаимодействия, рис. 6, найдем из условия сохранения расхода и кинетической энергии газовой струи в процессе взаимодействия:

$$\int_0^\Delta \int V_{вых} \cdot d\delta \cdot dt = \int U_{вх} \cdot dS, \quad \int_0^\Delta \int V_{вых}^3 \cdot d\delta \cdot dt = \int U_{вх}^3 \cdot dS, \quad (7)$$

где $V_{вых}$ – поле скоростей воздуха на выходе из области взаимодействия; $U_{вх}$ – поле скоростей воздуха на входе в область взаимодействия; dS – элементарная площадь поперечного сечения

Расчет и конструирование

струи; dr и r – элементарный и текущий радиус струи; $d\delta$ – элементарная высота области взаимодействия.

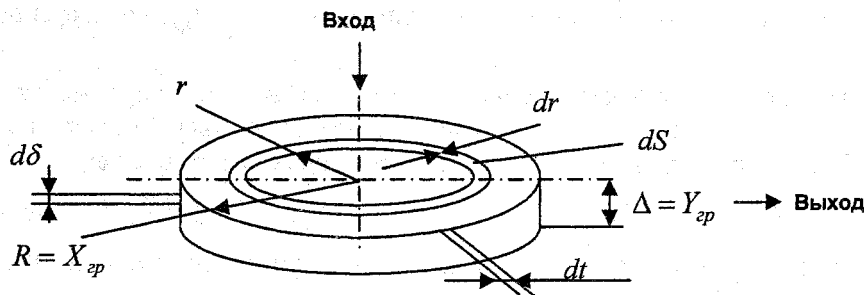


Рис. 6. Схема области взаимодействия газовой струи с перпендикулярно расположенной преградой

Как показывают результаты конструкторской проработки пространства камеры сгорания при соблюдении ряда ограничений и, в частности, по степени сжатия, практический интерес представляют случаи взаимодействия топливного факела с днищем поршня под углами φ , отличными от прямого. Отличия в моделировании такого взаимодействия от фронтального, т.е. под углом 90° , состоит в том, что область взаимодействия разделяется на две зоны – большого и малого расходов, соответствующих ветвям пристеночной струи, рис. 5(б). Каждая из зон рассматривается в отдельности. Поле скоростей воздуха в зонах определяется с использованием рассуждений, аналогичных проведенным при получении соотношений (6). Учитывалось, что согласно [9], закон изменения скорости на поверхности преграды одинаков для $30^\circ < \varphi < 90^\circ$.

В результате для зоны большого расхода:

$$U_v = -\frac{U_{мэп} \cdot \sin \varphi}{0,45} \cdot \lambda(X) \cdot (Y - 0,8 \cdot Y^{2,5} + 0,25 \cdot Y^4), \quad (8)$$

$$V_v = \frac{W_m}{0,45} \cdot (X - 0,8 \cdot X^{2,5} + 0,25 \cdot X^4) \cdot (1 - Y^{1,5})^2 + U_{мэп} \cdot \cos \varphi \cdot \lambda(X) \cdot [1 - (1 - Y)^{1,5}]^2.$$

Для зоны малого расхода составляющая скорости U_v определяется по первому уравнению системы (8), а составляющая скорости V_v по выражению:

$$V_v = \frac{W_m}{0,45} \cdot (X - 0,8 \cdot X^{2,5} + 0,25 \cdot X^4) \cdot (1 - Y^{1,5})^2 - U_{мэп} \cdot \cos \varphi \cdot \lambda(X) \cdot [1 - (1 - Y)^{1,5}]^2. \quad (9)$$

Здесь $\lambda(X)$ – закон изменения скорости воздуха на входе в соответствующую зону области взаимодействия, определяется с учетом размеров зон и известного закона изменения скорости по сечению свободной струи. Для получения $\lambda(X)$ в аналитическом виде, поле скоростей на входе в каждую зону аппроксимируется полиномом девятой степени. Геометрические размеры зон рассчитываются по методике, представленной в работе [6].

Определение траекторий капель в зонах области взаимодействия топливного факела со стенкой камеры сгорания производится решением системы уравнений (4) с учетом (8) и (9). Пример расчета траекторий капель в зонах малого и большого расходов области взаимодействия топливного факела со стенкой камеры сгорания под углом $\varphi = 60^\circ$ представлен на рис. 7.

Затем выделяется группа капель, унесенная спутным потоком в объем КС или попавших в пристеночную зону, и определяется ее доля по отношению к доле такой же группы капель при фронтальном взаимодействии. Исходя из условия минимизации доли пристеночного топлива, определяется диапазон углов φ . Согласно расчетам для топливной аппаратуры исследуемого типа дизелей $\varphi = 30 \dots 60^\circ$. При известной концентрации топлива на границе области взаимодействия нетрудно определить распределение цикловой подачи по зонам в камере сгорания в результате отражения топливного факела от стенки. Профиль днища поршня проектируется из условия распределения воздуха по зонам КС пропорционально отраженному в эти зоны топливу. Экспе-

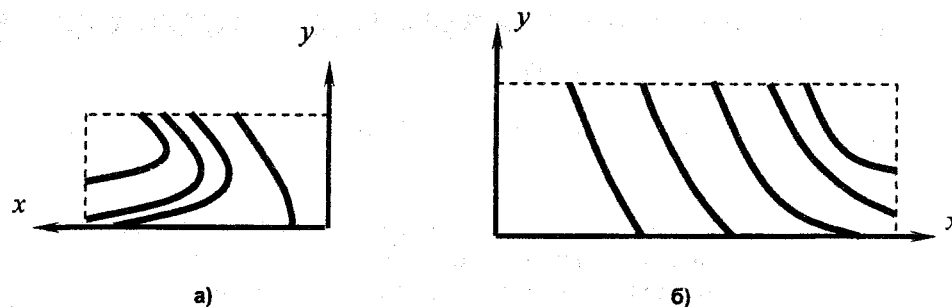


Рис. 7. Расчетные траектории капель топлива в области взаимодействия факела со стенкой камеры сгорания, $\varphi = 60^\circ$; а – зона малого расхода, б – зона большого расхода

риментальные исследования камер сгорания различной формы, проведенные на одноцилиндровом дизеле 1ЧН15/16, показали снижение удельного расхода топлива за счет рационального распределения воздушного заряда по объему пространства сжатия на 5,5 г/кВт ч.

Литература

1. А.С. 1576697А1 СССР, МКИ F 02 В 23/06. Двигатель внутреннего сгорания с воспламенением от сжатия / В.И. Бутов, В.В. Егоров, С.С. Никифоров, С.С. Садовский, Л.В. Чернова. – № 1576697. Заявлено 18.04.88.
2. Белов И.А. Взаимодействие неравномерных потоков с преградами. – Л.: Машиностроение. – 1983. – 144 с.
3. Егоров В.В., Никифоров С.С. Математическое моделирование взаимодействия топливного факела со стенкой камеры сгорания // Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин: Тематический сборник научных трудов. – Челябинск: ЧГТУ. – 1998. – С. 19–24.
4. Калужин С.А., Романов С.А., Свиридов Ю.Б. Экспериментальное исследование скоростей движения жидкой и газообразной фаз в дизельном топливном факеле // Двигателестроение. – 1980. – № 7. – С. 5–8.
5. Лышевский А.С. Распыливание топлива в судовых дизелях. – Л.: Судостроение. – 1971. – 248 с.
6. Никифоров С.С., Губарев А.В., Сергеев В.М. Моделирование процессов смесеобразования в быстроходном форсированном транспортном дизеле // Механика и процессы управления: Труды XXXIV Уральского семинара. – Екатеринбург. – 2004. – Т. 2. – С. 98–105.
7. Соу С. Гидродинамика многофазных систем. – М.: Изд. «Мир». – 1971. – 536 с.
8. Теория турбулентных струй / Под ред. Г.Н. Абрамовича. – М.: Наука, 1984. – 716 с.
9. Юдаев Б.Н., Михайлов М.С., Савин В.К. Теплообмен при взаимодействии струй с преградами. – М.: Машиностроение. – 1977. – 247 с.

СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ МНОГОТОПЛИВНОГО ДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ

Б.А. Шароглазов, С.И. Кавьяров, И.Е. Огошков

Рассмотрены схема и принцип действия комплексной системы автоматической защиты многотопливного дизеля с турбонаддувом, выявлена взаимосвязь некоторых параметров системы.

Одним из мероприятий по повышению надежности двигателей внутреннего сгорания является их оснащение защитными устройствами, предотвращающими возникновение аварийных ситуаций. Такие защитные устройства, как правило, выполняются в виде систем автоматической защиты (САЗ) двигателя. САЗ ограничивают или выключают подачу топлива в цилиндры при выходе контролируемого параметра, влияющего на безотказность и долговечность ДВС, за допустимые (заданные) пределы.

Для дизелей с турбонаддувом, снабженными ограничителями дымления (ОД) мембранного типа, благодаря кинематической связи мембраны с органом управления топливоподачей, ОД может быть использован как исполнительный механизм САЗ [1].

Расчет процессов в исполнительном механизме сводится к определению величины давления p в рабочей полости ОД (рис. 1). Давление p зависит от давления наддува p_k во впускном трубопроводе, давления p_0 окружающей среды, проходных сечений F_1 и F_2 . Величина сечения F_2 переменная и зависит от положения запорного клапана, выполненного (в данном варианте исполнительного механизма) в виде конусной иглы. Положение запорного клапана определяется текущим значением контролируемого САЗ параметра.

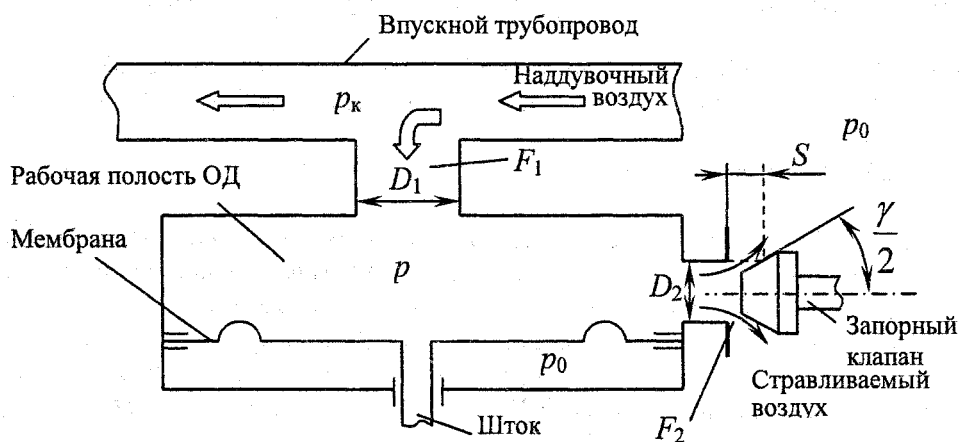


Рис. 1. Принципиальная схема исполнительного механизма САЗ на базе ограничителя дымления дизеля

Получим аналитические зависимости, позволяющие рассчитать давление p в камере в зависимости от переменного сечения F_2 (или от перемещения S конуса иглы) при заданных величинах давлений p_k и p_0 . При этом полагаем истечение газа через сечения F_1 и F_2 установившимся и адиабатным при постоянном значении показателя адиабаты k .

В качестве исходных уравнений используем уравнения расхода газа через сужающие устройства.

Для сечения F_1 :

$$G_1 = \alpha_1 \varepsilon_1 F_1 \sqrt{2\rho_1(p_k - p)}; \quad (1)$$

для сечения F_2 :

$$G_2 = \alpha_2 \varepsilon_2 F_2 \sqrt{2\rho_2(p - p_0)}, \quad (2)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты расхода для сечений F_1 и F_2 ; ε_1 и ε_2 – поправочные множители на

расширение измеряемой среды для тех же сечений F_1 и F_2 ; ρ_1 и ρ_2 – плотность среды на выходе из сечений F_1 и F_2 .

Так как при установившемся истечении расходы газа через сечение F_1 и F_2 равны ($G_1 = G_2$), то $\alpha_1 \varepsilon_1 F_1 \sqrt{2\rho_1(p_k - p)} = \alpha_2 \varepsilon_2 F_2 \sqrt{2\rho_2(p - p_0)}$.

После ряда несложных преобразований, допущения о равенстве условий истечения для сечений F_1 и F_2 ($\alpha_1 = \alpha_2$; $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$) и соответствии $\rho_1 = \rho$; $\rho_2 = \rho_0$ (ρ – плотность среды в рабочей полости ОД; ρ_0 – плотность окружающей среды), получим

$$p = \frac{F_1^2 \left(\frac{p\rho_0^k}{p_0} \right)^{1/k} \cdot p_k + F_2^2 \rho_0 p_0}{F_1^2 \left(\frac{p\rho_0^k}{p_0} \right)^{1/k} + F_2^2 \rho_0} \quad (3)$$

Для схемы исполнительного механизма САЗ, приведенной на рис. 1, зависимость площади сечения F_2 от перемещения иглы S имеет вид:

$$F_2 = \pi \cdot S \cdot \sin \frac{\gamma}{2} \cdot \left(D_2 - S \cdot \sin \frac{\gamma}{2} \cdot \cos \frac{\gamma}{2} \right) \quad (4)$$

Расчеты с использованием (3) и (4), проведенные применительно к условиям, когда $D_1 = 1$ мм; $D_2 = 8$ мм; $\gamma = 60^\circ$; $p_k = 0,185$ МПа, иллюстрируются графиками для p и F_2 на рис. 2.

Изменение давления p , воздействующего на мембрану ОД, приводит к перемещению штока, кинематически связанного с рейкой топливного насоса высокого давления (ТНВД). Для ТНВД типа 6НК12М (шестисекционного плунжерного с диаметром плунжера 12 мм) зависимость хода Z штока ОД от давления p приведена на рис. 3.

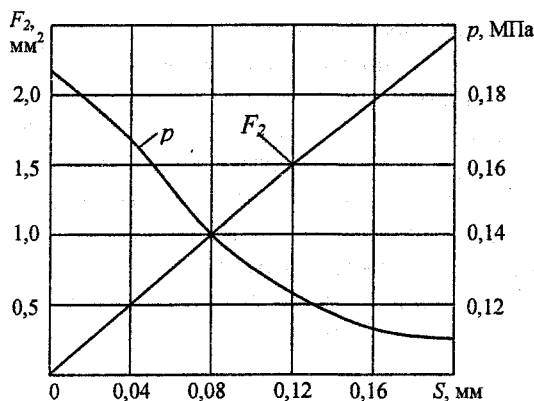


Рис. 2. Зависимость давления в рабочей полости ОД и площади проходного сечения F_2 от перемещения запорного органа

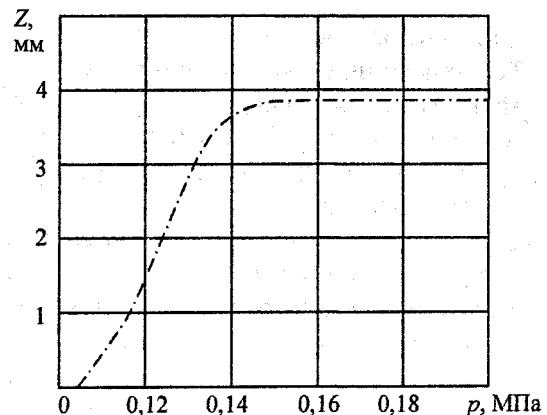


Рис. 3. Зависимость перемещения штока от давления в рабочей полости ОД

Для современных форсированных дизелей целесообразно применять комплексные САЗ, в которых контролируемыми являются несколько параметров двигателя.

Принципиальная схема комплексной САЗ представлена на рис. 4 (см. также [2, 3]). Согласно схеме при достижении определенного уровня сигнала, вырабатываемого датчиком, например, термпарой 1, и соответствующего определенному пороговому значению температуры отработавших газов (ОГ), с помощью электронного блока управления (ЭБУ) подается напряжение на нагревательный элемент 10 (свеча накаливания), который передает тепло термочувствительному элементу 9 (полюй, например, латунный стержень), управляющему посредством связанной с ним иглы 7 (запорного клапана) величиной проходного сечения дросселирующего отверстия 8, и, следовательно, величиной давления в рабочей полости 5 ОД, сообщаемой посредством дросселирующего отверстия 4 со впускным трубопроводом. Выполненные в одном узле нагревательный, термочувствительный элементы и игла образуют электротермоклапан. Экспериментальная характеристика электротермоклапана приведена на рис. 5. Снижение давления в полости 5 приводит к прогибу мембраны 19 ограничителя дымления, перемещению штока ОД (винта) 17 и свя-

Расчет и конструирование

занной с ним рейки ТНВД в сторону ограничения цикловой подачи топлива. В результате дизель защищается от тепловых и механических перегрузок. Форма зависимости $S = f(\tau)$, представленная на рис. 5, определяет колебания параметров двигателя при срабатывании САЗ.

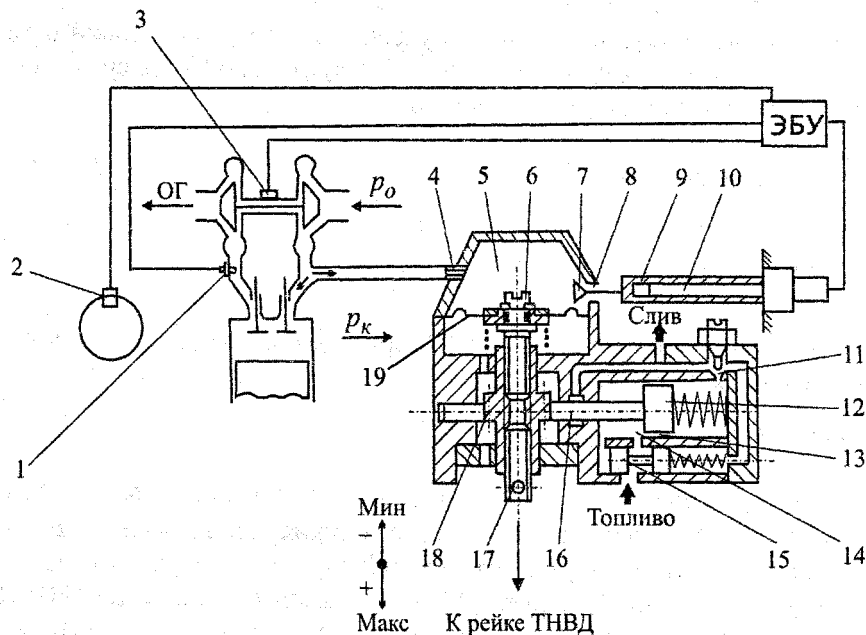


Рис. 4. Принципиальная схема комплексной САЗ дизеля с турбонаддувом

При уменьшении температуры ОГ ЭБУ автоматически обесточит нагревательный элемент 10. Термочувствительный элемент 9, охлаждаясь, запрет стравливающее отверстие 8 и откроет его вновь, когда температура ОГ превысит пороговое значение.

Система также срабатывает от сигналов датчика давления 2 в главной масляной магистрали, датчика частоты вращения 3 ротора турбокомпрессора и при изменении вязкости топлива.

Корректирование по вязкости происходит следующим образом. Топливо от подкачивающего насоса поступает в вязкостный корректор конструкции ЦНИТА [4] к клапану 15, поддерживающему постоянное давление в полости 14 независимо от давления на входе и вязкости топлива. Из полости 14 топливо через зазор 13 с ламинарным течением (ламинарный дроссель) поступает в междроссельную полость и далее через турбулентный дроссель 11 на слив.

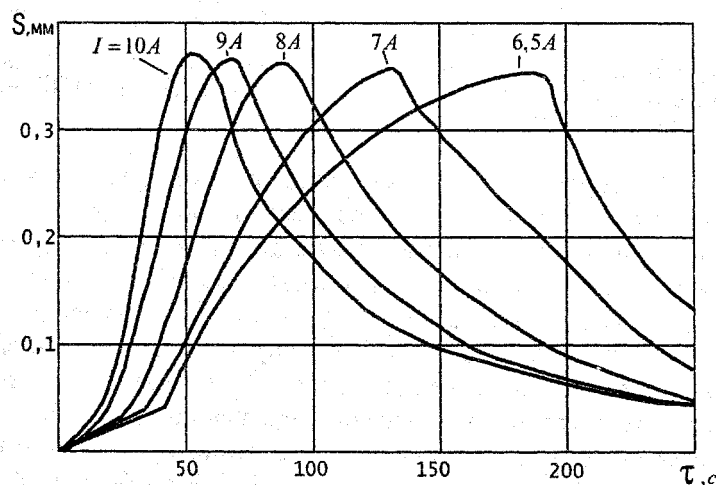


Рис. 5. Перемещение иглы электротермоклапана в зависимости от времени нагрева и охлаждения при разной силе тока, подаваемого на свечу

При переходе на более вязкое топливо потери на трение растут быстрее потерь вихреобразования, что приводит к падению давления в междроссельной полости p_n , действующего на сервопоршень 12. Перемещение поршня вместе со штоком 16, выполненным в виде зубчатой рейки, приведет к повороту зубчатого венца 18 вокруг винта регулирования мощности 6 и винта 17, зафиксированных от осевого проворачивания. Винт 17 (шток ОД) переместится вверх и уменьшит активный ход плунжера ТНВД, что и требуется при использовании топлива с повышенной вязкостью и плотностью. Компактность конструкции узла, суммирующего контролируемые импульсы, достигнута за счет специально разработанной реечно-винтовой передачи, содержащей элементы 6, 16, 17, 18.

Текущее положение поршня можно определить на основании уравнения неразрывности потока топлива для междроссельной полости

$$\alpha V_n \frac{dp_n}{dt} = \mu_{ш} f_{ш} \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \sqrt{p_v - p_n}} - \mu_d f_d \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \sqrt{p_n - p_{сн}}} + \varepsilon F_{сн} \frac{dh_{сн}}{dt}; \quad (5)$$

и уравнения динамического равновесия сервопоршня

$$M_{сн} \frac{d^2 h_{сн}}{dt^2} = p_v (F_{сн} - f_{ш}) - p_n F_{сн} - \delta h_{сн} - p_{п0} F_{сн} - \varepsilon A_{пр}. \quad (6)$$

В записанных формулах (5) и (6):

α – коэффициент сжимаемости топлива;

V_n – текущее значение объема междроссельной полости;

$p_n, p_v, p_{сн}$ – давления топлива соответственно в междроссельной полости, на входе в корректор и на сливе;

t – время;

$\mu_{ш}, \mu_d$ – текущие значения коэффициентов расхода топлива, соответственно в сечениях щели между поршнем и корпусом корректора и турбулентного дросселя;

$f_{ш}, f_d$ – проходные сечения соответственно щели между поршнем и корпусом корректора и турбулентного дросселя;

ρ_T – плотность топлива;

ε – логическая функция, принимающая значения +1 и –1 в зависимости от направления движения сервопоршня (уменьшения или увеличения V_n);

$F_{сн}$ – площадь сервопоршня;

$h_{сн}$ – перемещение сервопоршня;

$M_{сн}$ – масса сервопоршня и перемещающихся с ним элементов;

$f_{ш}$ – площадь штока сервопоршня;

δ – жесткость пружины, действующей на сервопоршень;

$p_{п0}$ – давление затяжки пружины сервопоршня при отсутствии прокачки топлива через корректор (при нейтральном положении сервопоршня);

$A_{пр}$ – приведенная к оси сервопоршня сила сопротивления его перемещению (и кинематически связанных с ним элементов).

Опытный образец комплексной САЗ (см. рис. 4), разработанный совместно кафедрой ДВС ЮУрГУ и ГСКБД ОАО «ЧТЗ», показал при испытаниях свою работоспособность и, в том числе, требуемое ограничение цикловой подачи при переходе на более вязкое топливо. Так, перемещение Z штока 17 ограничителя дымления составило 3 мм при переходе с бензина А–72 на дизельное топливо в результате функционирования вязкостного корректора САЗ.

Исследования по совершенствованию системы ведутся в направлении повышения точности регулирования, уменьшения амплитуды колебаний и времени изменения параметров двигателя в переходном процессе при срабатывании САЗ, определения оптимальной степени инерционности САЗ при выходе за пороговые значения различных контролируемых параметров.

Литература

1. Шароглазов Б.А., Кавьяров С.И. Аварийная защита транспортного дизеля с турбонаддувом // *Механика и процессы управления моторно-трансмиссионных систем транспортных машин: Сборник кратких научных сообщений Всероссийской научно-технической конференции.* – Курган: Изд-во Курганского гос. ун.-та, 2003. – С. 172–175.
2. А.С. № 1390406. Система регулирования топливоподачи дизеля с турбонаддувом / В.И. Бутов, Б.А. Шароглазов, В.А. Гориков, П.М. Фарафонов, С.И. Кавьяров, В.Ф. Чекмезов. Бюл. № 15, 1988.
3. А.С. № 1637440. Устройство для регулирования топливоподачи дизеля с турбонаддувом / Б.А. Шароглазов, В.А. Гориков, П.М. Фарафонов.
4. Файнлейб Б.Н. *Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник.* – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1990. – 352 с.

ГОРИЗОНТАЛЬНАЯ АСИММЕТРИЯ ПРОФИЛЯ БЕГОВОЙ ДОРОЖКИ МЕХАНИЗМА ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ БЕСКРИВОШИПНОЙ ПОРШНЕВОЙ МАШИНЫ

П.Н. Баранов

Рассмотрен способ задания асимметрии профиля беговой дорожки механизма преобразования движения бескривошипной поршневой машины. Приведена многопараметрическая диаграмма и примеры ее использования для задания или выбора конструктивных параметров механизма преобразования движения в зависимости от степени горизонтальной асимметрии беговой дорожки.

Следуя последовательности совершения рабочего цикла можно предположить, что показатели рабочего цикла при продолженном процессе расширения будут превышать (быть лучше) аналогичные показатели для «обычного» цикла. Подобные идеи использованы фирмой «FEV Motorentechnic» (за счет циклических смещений коленчатого вала вверх и вниз) в попытках реализовать процесс с продолженным расширением в ДВС традиционной конструктивной схемы [1, 2]. Реализация этих идей привела к значительному усложнению конструкции механизма преобразования движения относительно традиционной кривошипно-шатунной схемы КШМ. Воплощение принципа продолжительного расширения в бескривошипном ДВС, в отличие от кривошипно-шатунного, не вызывает принципиальных усложнений как конструктивной схемы механизма преобразования движения, так и двигателя в целом. При этом реализация продолжительного расширения возможна при использовании асимметрии процессов сжатия и расширения, а именно уменьшением продолжительности сжатия и увеличением продолжительности расширения. Кроме того, при задании асимметрии необходимо учитывать условие работоспособности механизма преобразования движения, относительно допустимых углов наклона беговой дорожки (30... 60 град [3]), которыми ограничивается возможная асимметрия профиля дорожки.

Рассмотрим несколько случаев, соответствующих различным значениям отношения хода поршня к диаметру беговой дорожки. Как показано (рис. 1), при различных значениях S/D на одном и том же диаметре происходит вертикальная трансформация средней линии беговой дорожки (ее продольного профиля), то есть, «вертикальное сжатие» ($S/D = 0,5$) и «вертикальное растяжение» ($S/D = 1,5$).

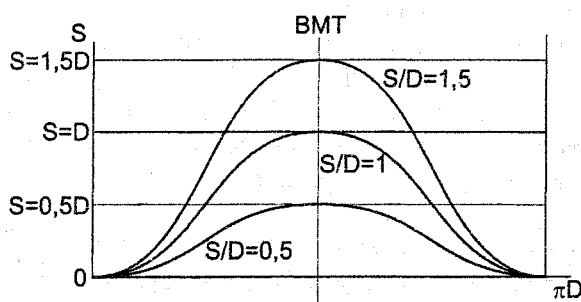


Рис. 1. Вертикальная трансформация средней линии беговой дорожки при $D = \text{const}$ (D – диаметр поршня)

Однако такая трансформация приводит к изменению условий работы механизма преобразования движения в части его работоспособности, так как профиль беговой дорожки является основополагающим фактором, ее (работоспособность) определяющим. То есть, пределы изменения S/D будут лимитированы условием работоспособности механизма преобразования движения БКПМ нового типа [3]:

$$0,577 \cdot \frac{K}{N} \leq \frac{S}{D} \leq 1,732 \cdot \frac{K}{N}, \quad (1)$$

где $K = D_p/D$ – коэффициент, учитывающий отличие диаметра поршня D и среднего диаметра беговой дорожки D_p [3].

Для случая, когда беговая дорожка выполнена на поршне, а $D \approx D_p$, где N – количество периодов беговой дорожки, при $N = 1$ условие работоспособности можно записать в следующем виде:

$$0,577 \leq \frac{S}{D} \leq 1,732.$$

Расчет и конструирование

Наиболее важным участком беговой дорожки (с точки зрения работоспособности) является участок, соответствующий процессу сжатия, то есть участок до ВМТ. Кроме того, худшим является случай, когда на участке сжатия угол наклона беговой дорожки будет составлять более чем 60 градусов, что выходит за границы определенные условиями работоспособности механизма преобразования движения ($S/D > 1,732$). То есть, в случае, когда участок беговой дорожки до ВМТ «сжат» (рис. 2). Следовательно, угол наклона «растянутого» участка беговой дорожки будет менее 30 градусов ($S/D < 0,577$).

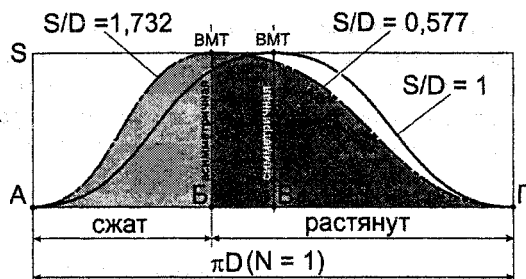


Рис. 2. К определению граничных значений коэффициента асимметрии K_A (при $N = 1$)

Для оценки степени «сжатия» или «растяжения» профиля беговой дорожки введем понятие коэффициента асимметрии K_A . Под таким коэффициентом будем понимать величину отклонения «граничной» точки трансформированной кривой профиля беговой дорожки, через которую может проходить ось, разделяющая эту кривую на два участка при одновременном сжатии одного из них и пропорциональном растяжении другого, относительно аналогичной симметричной кривой. В качестве такой точки может быть принята ВМТ в силу свойственных ей причин. Через эту точку,

можно провести ось, разделяющую кривую профиля беговой дорожки на одинаковые и симметричные участки, соответствующие тактам рабочего цикла – сжатию и расширению.

Исходя из такого условия, что за коэффициент асимметрии беговой дорожки принято отклонение ВМТ трансформированного профиля беговой дорожки от положения ВМТ при симметричном профиле, можно найти граничные отклонения ВМТ.

Таким образом, исходя из условий работоспособности (1), для профиля беговой дорожки с количеством периодов, равным N , при асимметричной трансформации дорожки границы изменения коэффициента асимметрии находятся в следующих пределах:

$$-0,6668 \cdot \frac{K}{N} \leq K_A \leq 0,6668 \cdot \frac{K}{N}. \quad (2)$$

Увеличение N приводит, соответственно, к уменьшению диапазона значений S/D и K_A . Нетрудно заметить, что все граничные значения K_A при различных S/D расположены на одной линии. Таким образом, можно определить область значений K_A , зависящих от отношения S/D . Для тех случаев, когда количество периодов беговой дорожки N больше единицы (2, 3 и т.д.) происходит увеличение количества участков «сжатия» и «расширения», пропорциональное N , тогда условное отношение S/D на каждом из участков увеличится в N раз. Вместе с тем, должно выполняться условие работоспособности механизма преобразования движения (1).

При этом наибольший коэффициент асимметрии достигается по наименьшей границе из условия работоспособности (отношения S/D) для любого количества периодов беговой дорожки N . Эти условия позволяют получить диаграмму (рис. 3), отражающую взаимосвязь коэффициента асимметрии K_A и параметров беговой дорожки (конструктивного отношения S/D и количества периодов беговой дорожки N при симметричном профиле) с учетом условий работоспособности механизма преобразования движения.

Использование диаграммы позволяет производить следующие операции.

1. На основании заданных N и типа горизонтальной асимметрии беговой дорожки (левая, характеризуемая отрицательными значениями K_A на оси абсцисс – соответствующая циклу с продолжительным расширением, или правая, характеризуемая положительными значениями K_A на оси абсцисс – соответствующая циклу с обратным соотношением продолжительностей процессов) может быть определен диапазон допустимых значений S/D , обеспечивающих работоспособность БКПМ.

2. На основании заданных S/D и N может быть произведена проверка возможности существования работоспособной БКПМ с такими геометрическими соотношениями основных элементов преобразующего механизма, и при положительном результате выполнения такой проверки – определен диапазон возможных значений коэффициента горизонтальной асимметрии K_A , отвечающих этому условию.

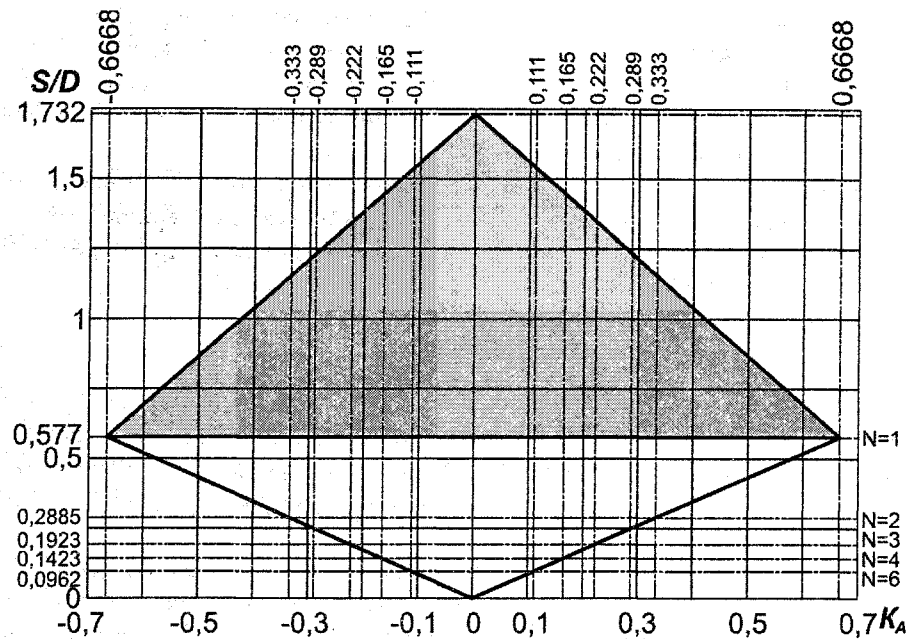


Рис. 3. Многопараметрическая диаграмма, взаимосвязи K_A с основными параметрами беговой дорожки

Поясним методику использования диаграммы на следующих примерах.

1. Пусть заданы параметры: $N = 2$, и беговая дорожка обеспечивает реализацию цикла с продолжительным расширением. В этом случае из точки пересечения горизонтальной прямой, проходящей через значение $N = 2$, со вспомогательной линией, соответствующей левой асимметрии беговой дорожки (расположенной в интервале отрицательных значений K_A по оси абсцисс) восстанавливается перпендикуляр, который пересекает область существования механизмов БКПМ нового типа с асимметричными беговыми дорожками (см. рис. 3). Через точки пересечения этого перпендикуляра с линиями, ограничивающими названую область, проводятся горизонталы, которые, в свою очередь, пересекают шкалу S/D (левая ось ординат на рис. 3). Последние точки пересечения ограничивают диапазон допустимых значений S/D , обеспечивающих работоспособность БКПМ.

При этом в БКПМ с величиной S/D , соответствующей верхней границе найденного диапазона, может быть использован интервал значений K_A , расположенных между точкой пересечения горизонтали $N = 2$ (включительно) и нулем на оси абсцисс (шкала K_A).

2. Пусть заданы значения: $S/D = 1$ и $N = 2$.

Через значение $S/D = 1$ на шкале S/D (левая ось ординат на рис. 3) проводится горизонталь до пересечения с левой наклонной линией, ограничивающей область существования механизмов БКПМ нового типа с асимметричными беговыми дорожками (см. рис. 3). Из полученной точки пересечения опускается перпендикуляр до пересечения с левой вспомогательной линией, соответствующей левой асимметрии беговой дорожки (расположенной в интервале отрицательных значений K_A по оси абсцисс). Если последняя точка пересечения располагается справа от точки пересечения горизонтали, соответствующей заданному значению $N = 2$, с этой же вспомогательной линией, то БКПМ с выбранными параметрами механизма будет неработоспособна. Таким образом, в данном примере (при заданных параметрах) БКПМ работоспособна.

В случае, если БКПМ с выбранными параметрами окажется неработоспособной (последняя точка пересечения располагается слева от точки пересечения горизонтали, соответствующей заданному значению N со вспомогательной линией), то для обеспечения работоспособности машины необходимо задаваться другими значениями указанных параметров: увеличивать S/D или уменьшать N и выполнять повторную проверку.

При этом для задания степени асимметрии беговой дорожки может быть использован интервал значений K_A , расположенных справа от «проверяемой» точки, включая значение K_A в самой этой точке.

Расчет и конструирование

Аналогичные рассмотренным выше операции могут быть произведены с использованием многопараметрической диаграммы (рис. 3) при необходимости обеспечения в БКПМ нового типа обратного соотношения продолжительностей процессов сжатия и расширения (в случае, когда, например, продолжительность процесса сжатия превышает продолжительность процесса расширения рабочего тела такой машины).

Для численного определения граничной величины коэффициента асимметрии относительно известных соотношения S/D и количества периодов N (симметричного профиля беговой дорожки), с учетом геометрической взаимосвязи параметров, отображенных диаграммой (рис. 3), можно воспользоваться следующей формулой:

$$K_A = 1 - \frac{S}{D} \cdot \frac{N}{1,732}. \quad (3)$$

Выражение (3) позволяет определить границы изменения K_A для любого S/D и количества N в пределах работоспособности механизма преобразования движения.

Коэффициент асимметрии позволяет регламентировать не только «горизонтальную», но и «вертикальную», а также и «смешанную» трансформацию профиля беговой дорожки.

Литература

1. Воробьев-Обухов А. Новинки, исследования, изобретения. Игры с тактами // Сайт журнала «За рулем». – 2004. – http://www.arch.zr.ru/articles/130_07_2004.html.
2. Воробьев-Обухов А., Фомин А. Новинки, исследования, изобретения. Нет ни чего постоянного // Сайт журнала «За рулем». – 2004. – http://www.arch.zr.ru/articles/178_10_2004.html.
3. Шароглазов Б. А., Клементьев В. В. Кинематика и динамика бесшатунного ДВС с вращающимися поршнями. – Рук. деп. / ВИНТИ 14.03.97. № 784-В 97.
4. Пат. RU 2117172 С1, 6 F 02 В 75/32, 75/26, 75/28, F 01 В 9/06. Бесшатунный двигатель внутреннего сгорания с вращающимися поршнями / Б. А. Шароглазов, П. Н. Баранов, В. В. Клементьев (РФ). – № 96117967/06; Заявлено 10. 09. 96; Приоритет 10. 09. 96; Опубл. 10. 08. 98 // Бюл. № 22.

АДАПТИВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ПЕРЕДАЧ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ НА ОСНОВЕ МОНИТОРИНГА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ И РЕЖИМОВ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ

В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин

Цель исследования состоит в определении требуемых режимов движения транспортной машины по управляющим действиям водителя и их производным. Временная характеристика связанного управления двигателем, фрикционными блокировки гидротрансформатора, выключаемой и включаемой передач адаптируются на основе мониторинга, идентификации технического состояния и режимов функционирования. Реализация результатов позволяет снизить динамическую нагруженность элементов трансмиссии и цикличность переключения.

Синтез программ управления переключением передач гидромеханической трансмиссии транспортной машины базируется на решении двух задач: определения условий переключения и блокировки гидротрансформатора, а также установления временной характеристики управления двигателем и фрикционными элементами, обеспечивающие качество переходных процессов.

Условием переключения передач и блокировки гидротрансформатора основной программы управления гидромеханической трансмиссией обычно принимаются пороговые значения скорости движения на соответствующих передачах. В общем случае пороговые значения являются многомерными функциями вида $V_j \rightarrow V_{j\pm 1} = V(n_j, m_m, f_c, \alpha_{nm}, \alpha_m, \alpha_{um})$, которые определяются номером включенной передачи n_j , массой машины m_m , прогнозируемого сопротивления движению f_c , формируемого свойствами грунта, его микро- и макропрофилем, интенсивностью изменения направления движения, характером управляющих действий водителя $\alpha_{nm}, \alpha_m, \alpha_{um}$; их индивидуальным «окрасом», – производными управляющих действий. Определение условий переключения усложняется необходимостью реализации различных режимов движения.

В зависимости от требуемых свойств машины определяемая функция может быть многовариантной. Для обеспечения высоких динамических и скоростных свойств необходимо движение при максимальных ускорениях в течение всего процесса разгона, а переключение осуществляется из условия минимизации разности ускорений на смежных передачах $|V_j - V_{j\pm 1}| \rightarrow \min$ [1].

Квалифицированный водитель выбор момента переключения передач производит интуитивно. При автоматизации процесса сложность выбора момента переключения передач заключается в том, что информационно-измерительная аппаратура позволяет измерить лишь текущее значение продольного ускорения на j -й передаче \dot{V}_j . Ускорение на смежной предлагается прогнозировать следующим образом. В соответствии с основным уравнением динамики движения машины оно определяется тягово-динамическими свойствами ($f_D(V)$) и сопротивлением движения (f_C), то есть $\dot{V}_j = g \cdot \delta_j^{-1} (f_{D,j} - f_C)$.

При ограниченной интенсивности изменения сопротивления движению можно считать, что за время переключения оно изменится несущественно, а его значение определяется по уравнению $f_C = (\dot{V}_{D,j} - \dot{V}_j) / g \cdot \delta_j^{-1}$. По тягово-динамической характеристике можно определить частоту вращения вала двигателя, обеспечивающую необходимые условия переключения. Такое управление обеспечивает высокую степень синхронизации включаемых элементов, работа буксования может быть снижена до 60%, а максимальный момент – до 2-х раз.

На рис. 1 приведена зависимость порогового значения скорости переключения передач от ускорения, из которого следует, что с повышением ускорения пороговое значение скорости переключения на высшие передачи смещается в сторону меньших значений, т.е. управление ГМТ

Расчет и конструирование

необходимо осуществлять раньше базового значения. Необходимость разгона определяется по характеру воздействия водителя на α_{nm} . Интенсивное перемещение или смещение α_{nm} в положение V_{max} означает потребность в интенсивном разгоне.

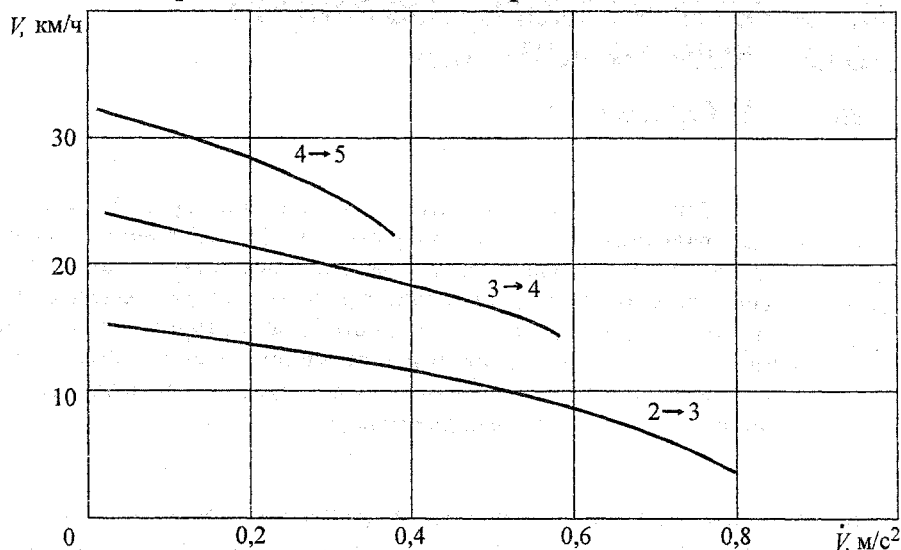


Рис. 1. Зависимость порогового значения скорости от ускорения при переключении передач

Существенным ограничением управления переключения передач является длительность процесса, которая определяется уравнением:

$$\frac{dv}{dt} = -g \cdot \delta_0^{-1} \cdot f_c \quad \text{или} \quad \int_0^t dt = \frac{\delta_0}{g \cdot f_c} \cdot \int_{\Delta v} dv,$$

где Δv — допускаемое снижение скорости в процессе переключения.

Графическая интерпретация этой зависимости приведена на рис. 2.

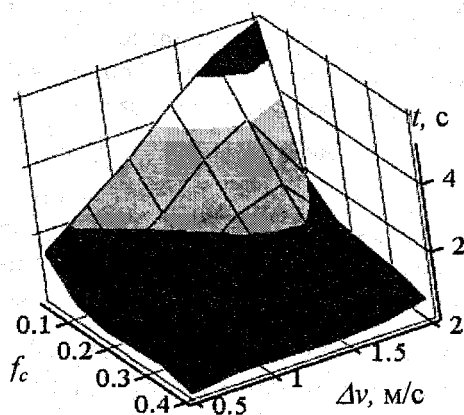


Рис. 2. Зависимость требуемого времени переключения от допускаемого падения скорости и от коэффициента сопротивления движению

В условиях поддержания безопасной скорости движения, при разгоне с невысокой интенсивностью (определяется медленным перемещением или неизменным положением α_{nm}) управление целесообразно осуществлять по экономической программе, реализовать режим заданной скорости, выбега. В пределах включенной передачи скорость стабилизируется за счет изменения режима работы двигателя, а при невозможности — переключением передач.

Наибольшие сложности определения условий переключения передач возникают при движении на затяжных спусках.

На рис. 3, 4 показан процесс преодоления спуска ($\alpha=26^\circ$). Для исключения влияния дополнительных факторов в процессе преодоления спуска остановочные тормоза не включались. Спуск начинался при движении на III-й и на II-й (рис. 3 и 4) передачах.

В процессе движения на III-й передаче на спуске с большим уклоном ($\alpha = 26^\circ$) педаль подачи топлива находилась в положении минимальной и частичной подачи, частота вращения вала двигателя устанавливалась 1200 об/мин. При движении отмечено резкое возрастание частоты вращения вала двигателя до максимальных оборотов и срабатывание системы защиты двигателя (срабатывание клапана слива). Увеличение оборотов двигателя сопровождалось автоматическим переключением передач «вниз» и «вверх», циклическими забросами двигателя по оборотам и последующим срабатыванием системы защиты двигателя. Движение сопровождается значительными динамическими перегрузками силового блока и рывками машины.

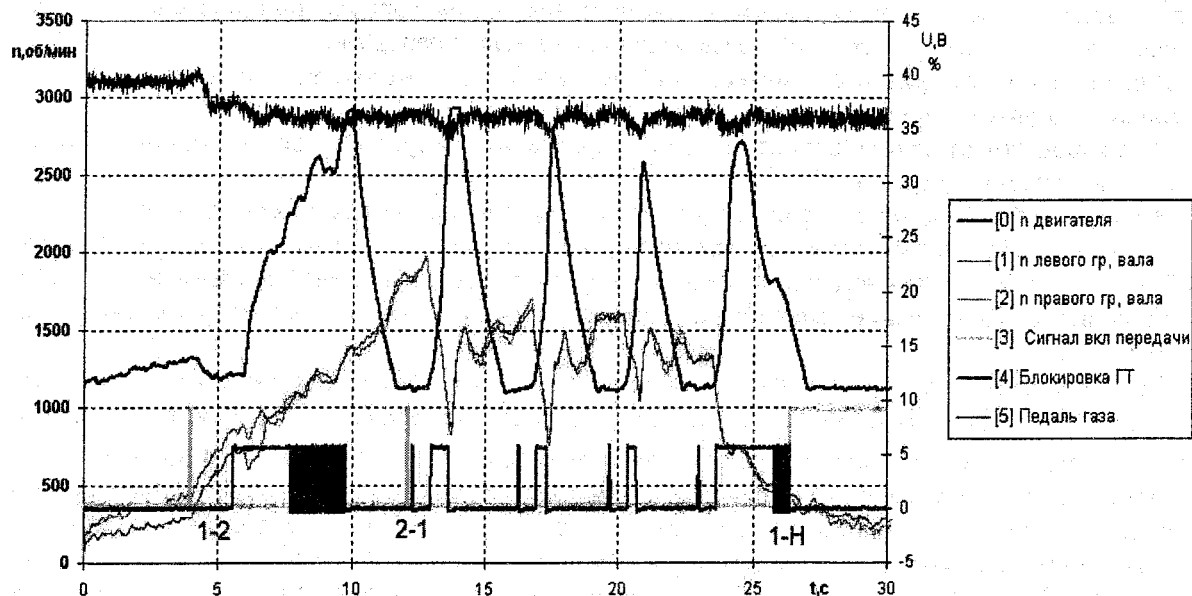


Рис. 3. Изменение параметров при спуске с горы на III-й передаче ($\alpha = 26^\circ$)

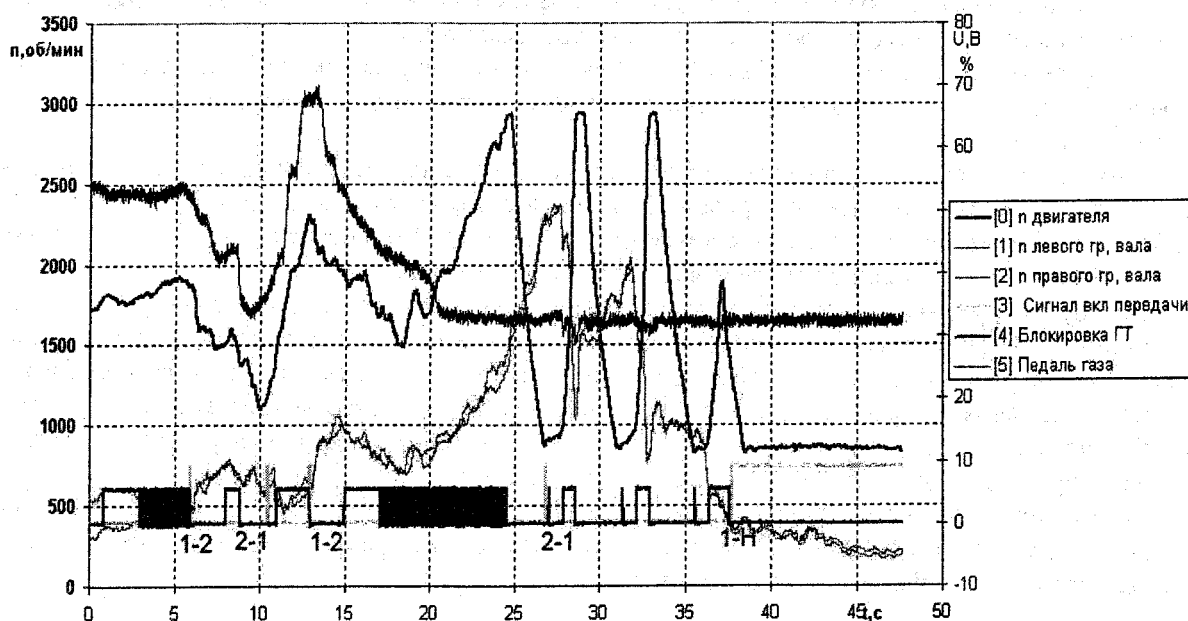


Рис. 4. Изменение параметров при спуске с горы на II-й передаче ($\alpha = 26^\circ$)

Расчет и конструирование

При преодолении спуска с большим уклоном ($\alpha = 26^\circ$) на II-й передаче (см. рис. 3 и 4) водитель перевел педаль подачи топлива в положение, близкое к положению минимальной подачи. В этих условиях также происходит резкое увеличение частоты вращения вала двигателя и периодическое срабатывание защиты двигателя от заброса по оборотам. Это сопровождалось периодическими разрывами потока мощности от двигателя до ведущих колес, резкими изменениями частоты вращения вала двигателя, периодическим блокированием и разблокированием ГТ, что вызывало значительные рывки машины. При первом же срабатывании системы защиты частота вращения вала двигателя резко снизилась, и произошло автоматическое переключение на пониженную (I-ю) передачу в процессе движения под уклон. Следует отметить, что автоматический переход со II-й на I-ю передачу, имевший место при срабатывании системы защиты двигателя, привел к увеличению тормозного момента двигателя, передаваемого на ведущие колеса. В данных условиях происходит снижение скорости машины на спуске, однако переключение происходит с высокой циклическостью и уровнем динамических нагрузок. Таким образом, при движении на спусках следует исключить возможность переключения на высшие передачи.

Для мониторинга признака движения на спуске в систему необходимо ввести датчик угла отклонения корпуса машины от горизонтали.

В зависимости от требуемого замедления управления поступательной скоростью является многовариантным и приведено [2].

В настоящей работе рассматриваются вопросы управления гидромеханической трансмиссией. Наиболее эффективным торможением является рекуперация кинетической энергии. Однако проблема создания механического, молекулярного и других накопителей энергии находится в стадии решения. Наибольшие успехи в рекуперации энергии достигнуты в электромеханических трансмиссиях.

При торможении транспортной машины с ГМТ двигателем без использования остановочных тормозов ГТ работает в режиме обгона турбиной насосного колеса ($i_{ГТ} > 1$). Несмотря на многочисленные предложения направленные на повышения момента, развиваемого турбиной в этом режиме его значение гораздо ниже, чем в тяговом, а конструкция значительно усложняется. Скорость движения с ограниченным замедлением эффективно управляется дополнительно вводимым гидрозамедлителем. При его отсутствии торможение двигателем можно осуществить при заблокированном ГТ. Признаком необходимости снижения скорости является уменьшение подачи топлива или перемещения педали торможения. При переходе на пониженный скоростной режим снижение скорости осуществляется за счет изменения режима работы двигателя. Если заданную скорость невозможно обеспечить изменением только лишь частоты вращения двигателя необходимо перейти на пониженную передачу. При этом переключение на пониженную передачу осуществляется в соответствии с изложенными выше соображениями.

Выбор передачи, которая должна оказаться включенной при резком торможении, сопровождающимся значительным падением скорости, зависит от того, что намерен делать водитель после торможения.

В том случае, если торможение осуществляется до полной остановки, в коробке передач должна оказаться включенной «нейтраль». Если машина тормозится не до полной остановки, то необходимо, чтобы в конце торможения оказалась включенной та передача, которая в этот момент соответствует состоянию дороги и заданной скорости движения.

При ручном управлении водитель заранее выбирает передачу, соответствующую просматриваемому участку пути. При автоматизации переключение вниз в этих условиях должно осуществляться быстро и притом так, чтобы при резком увеличении нагрузки все последовательные переключения вниз от высшей передачи до низшей успели произойти за короткое время, в течение которого возрастает нагрузка, либо обеспечить переключение вниз сразу через несколько передач с предохранением двигателя от заброса по оборотам.

Анализ результатов исследований показывает, что решение второй задачи управления – оптимизации временной характеристики управления двигателем и фрикционными элементами требует адаптации алгоритмов основной программы.

Временная характеристика управления двигателем и фрикционными элементами определяется из условия минимизации работы буксования $\min Lb = \int_0^t M_{\phi}(t)(\omega_D(t) - \omega_2(t))dt$ при ограниченной динамической нагруженности, высоком быстродействии $t_m \leq \delta \cdot g^{-1} f_c^{-1} \int_{\Delta V} dV$, ограниченной динамической нагруженности и приращения температуры. Последнее требует дополнения математической модели движения уравнением теплопроводности Фурье.

Анализ выражений для определения работы и времени буксования фрикционных элементов показывает, что на работу буксования существенно влияет величина момента трения $M_{TP}(t)$ и разность частот вращения ведущих $\omega_1(t)$ и ведомых $\omega_2(t)$ частей фрикционного устройства. Чем меньше момент $M_{TP}(t)$ при заданной разности $\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2$, тем плавней переключаются передачи, однако при этом значительно возрастает время и увеличивается работа буксования.

Следовательно, интенсивное нарастание момента M_{TP} до максимального значения в момент включения фрикционного устройства при переключении передачи вызывает резкий рывок машины и существенные динамические нагрузки в трансмиссии. Медленный темп нарастания момента M_{TP} ведет к большой работе буксования фрикциона, поскольку к буксующим фрикционным элементам передается не только инерционный момент, но и крутящий момент M_1 от двигателя (турбины гидропередачи).

Таким образом, плавность переключения передач и, следовательно, уровень динамических нагрузок в трансмиссии определяется характеристиками процесса переключения передач и, в первую очередь, соотношением частот вращения ведущих ω_1 и ведомых ω_2 частей фрикционного устройства и интенсивностью нарастания момента трения M_{TP} . В связи с этим, система управления в процессе переключения передач должна в зависимости от начальных параметров $(\omega_1, \omega_2, M_1, M_2)$ обеспечивать изменение частоты вращения двигателя с целью согласования угловых скоростей вращения ведущих ω_1 , и ведомых ω_2 частей фрикционных устройств (ГМТ) и регулирование интенсивности увеличения M_{TP} для реализации безударного включения передачи и предотвращения перегрева дисков трения фрикциона в результате длительного буксования.

Очевидно, что такой режим включения фрикционного устройства можно обеспечить путем связанного управления режимами работы ДВС и трансмиссии и регулирования силы сжатия дисков за счет изменения по определенному закону рабочего давления в гидросервоприводе фрикционных выключаемой и включаемой передач.

Временная характеристика давления управления в бустерах сервомоторов фрикционных элементов и изменения частоты вращения представлены на рис. 5.

Длительность переключения определяется временем заполнения бустера t_3 , временем регулирования t_p до окончания буксования фрикционного элемента. Переход к рабочему давлению вследствие ограниченной деформации пакета дисков происходит за сотые доли секунды. Анализ результатов исследования показывает, что длительность переключения определяется параметрами конструкции машины, трансмиссии и сопротивлением движению. В частности повышение быстродействия системы управления, уменьшение начальной скорости буксования, следовательно снижение работы буксования и динамической нагруженности способствует сближению передаточных чисел на смежных передачах трансмиссии для перекрытия параметров тяговой характеристики по скорости и удельной силе тяги.

Снижение динамического момента, нагружающего трансмиссию при переключении передач, может быть достигнуто адаптивным управлением каждого фрикционного элемента с учетом номера включаемой передачи. Это следует из зависимости качества переходного процесса от перенных упруго-инерционных свойств трансмиссии.

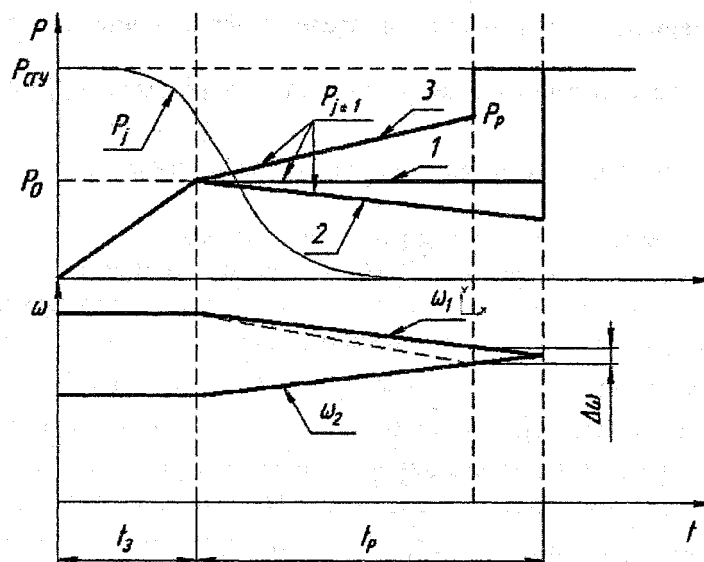


Рис. 5. Временная характеристика давления управления в бустерах сервомоторов фрикционных элементов и изменения частоты вращения

В большинство современных трансмиссий с тремя степенями свободы переключение смежных передач осуществляется заменой во включенное состояние только одного механизма управления. В связи с этим отдельные фрикционы используются для включения нескольких передач (см. таблицу). Например, Φ_1 для третьей, пятой и заднего хода (ЗХ), T_1 для второй и шестой.

Таблица

Номер передачи	Включенный фрикционный элемент					Частота вращения, об/мин	
	Φ_1	Φ_2	T_1	T_2	T_3	бустера включаемой передачи	дисков относительная
1				×	×	0	-1167,2
2			×		×	0	534,5
3	×				×	-1099,1	
4		×			×		
5	×	×					
6		×	×			0	
ЗХ	×				×		

При переключении передач снизу вверх, особенно с разрывом потока мощности, т. е. без перекрытия во времени, двигатель разгружается. Для исключения его разгона и снижения динамических нагрузок в трансмиссии, необходимо уменьшить α_{nm} . При переключении сверху вниз увеличение частоты вращения вала двигателя способствует снижению динамических нагрузок. В этом случае для синхронизации фрикционных элементов необходимо увеличить α_{nm} .

При связном управлении двигателем и фрикционами выключаемых и включаемых передач возможно плавное, по существу бесступенчатое переключение при $\min Lb$ фрикционных элементов, ограничения их нагрева и износа. При запаздывании включения фрикциона следующей передачи (недостаточное перекрытие) переключение сопровождается ростом динамической нагруженности. Раннее начало включения фрикционов следующей передачи приводит к циркуляции мощности. В отдельных случаях возможен существенный рост работы буксования выключаемого фрикциона, на которую тратится вся мощность двигателя, а выходной вал трансмиссии тормозится. В этих условиях увеличивается Lb , происходит дополнительный нагрев и износ дисков. В определенных условиях это может привести к недопустимой перегрузке.

Предлагаемые подходы в синтезе управления для статически наиболее вероятного, самого продолжительного режима, не дает удовлетворительных результатов при интенсивном изменении условий движения.

Сокращение длительности переключения, особенно низших передачах, работы буксования фрикционов за счет исключения циркуляции мощности, достигаются при включении в конструкцию механизма свободного хода (МСХ). Кроме того, это позволяет снизить потери мощности на трение в выключенных фрикционах и упрощается управление переходными процессами.

Для переключения на смежную передачу достаточно включить один фрикцион. В то же время введение в схему трансмиссии МСХ затрудняет осуществление торможения двигателем. Эффективное торможение достигается введением дополнительных управляемых фрикционных элементов, выполняющих функцию шунтирования и защиту МСХ от перегрузок. Такое решение используется во многих конструкциях фирм ZF, GM, Крайслер, Форд, Тойота, Митсубиси, Ниссан, Вольво и многие другие.

В конструкциях с установленным на выходе ГМТ гидрозамедлителе влияние рассмотренных ограничений уменьшается.

Динамическая нагруженность трансмиссии может быть сокращена при компенсации задержки исполнения командных сигналов, минимизации отклонения фактических режимов от расчетных, возникающих вследствие изменения условий движения, температуры и быстродействия системы. Для этого необходимо обеспечить быстрое за 0,2...0,3 с наполнение бустеров до давления 0,05...0,30 МПа, обеспечивающее силу на поршне, равную предварительному поджатию пружин в выключенном состоянии, при ограничении температуры дисков для фрикционов с высокой относительной скоростью в выключенном состоянии. Для быстрого заполнения необходим резерв производительности гидронасоса или введение в систему гидроаккумулятора.

Длительность заполнения бустеров зависит от давления в гидравлической системе, сопротивления магистрали, от параметров технического состояния и функционирования. Из анализа технического состояния металлокерамических дисков фрикционных элементов с нарушенной работоспособностью следует, что в процессе эксплуатации толщина пакета дисков может отклоняться от номинального значения вследствие износа или коробления дисков и соответствующим изменением объема бустеров, длительности их заполнения и буксования фрикционных элементов. Коробление (конусообразность формы) дисков возникает при неравномерном перегреве и направленности градиента температур от центра к периферийной части. Коробление МКД приводит к неполному включению передачи, увеличению работы буксования и приращению температуры деталей фрикционного элемента. При обратном направлении градиента температур деформация дисков приводит к увеличению силы сопротивления осевому перемещению дисков, в пределе нарушая их подвижность. Кроме того, длительность заполнения бустеров отличаются из-за различной длины и сопротивления масляных каналов магистрали, утечек рабочей жидкости. Утечки не стабильны в процессе заполнения, зависят от вязкости масла и увеличиваются в процессе эксплуатации (по ТУ от 1-го до 6-ти литров в минуту) из-за износа уплотнений. Начальное давление в бустерах вращающихся с различной на каждой передаче скоростью, также отличается.

Для выполненных конструкций длительность заполнения бустеров составляет 0,30...0,38 с в четырехступенчатой ГМТ и 0,5...1,2 с в шестиступенчатой.

После заполнения бустеров, которое целесообразно произвести с упреждением, осуществляется регулирование давления, создающего необходимый момент трения фрикциона:

$$M_{TP} = \left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{t_B} + M_C J_M^{-1} + M_D J_D^{-1} \right) J_{np},$$

где J_{np} – приведенный момент инерции $J_{np} = J_M J_D / (J_M + J_D)$; M_C – момент сопротивления движению с учетом инерционной составляющей

$$M_C = \left(f_C + \frac{\dot{V}}{g} \delta_j \right) m g \cdot r_{ск} U_{mpj}^{-1}.$$

Первое слагаемое в скобках определяет величину, необходимую для синхронизации элементов, а второе и третье – для преодоления инерционных составляющих двигателя J_D и машины J_M .

Момент трения фрикциона является функцией давления P и параметров конструкции (числа пар трения Z , среднего радиуса дисков R_{cp} , площади контакта F и реализуемого значения коэф-

Расчет и конструирование

коэффициента трения f_{ck}). При номинальном значении параметров $M_{TP0} = P \cdot z \cdot R_{cp} F \cdot f_{ck}$. В реальных условиях параметры конструкции, входящие в уравнение отличаются от номинальных значений. Так коэффициент трения зависит от относительной скорости скольжения ведущих и ведомых дисков $\Delta \omega R_{cp}$, удельного давления $\frac{P}{F}$, температуры T и износа дисков. В связи с этим уравнение момента трения дополняется и приводится к виду:

$$M_{TP} = M_{TP0} + \sum_u \left(\frac{\partial M_{TP}}{\partial q_i} \right)_0 \Delta q_i,$$

в котором частная производная при номинальном значении (0) параметров $q_i (i = 1..u)$ является коэффициентом значимости – степени влияния отклонения каждого параметра. Необходимое давление P_p в конце регулирования определяется из уравнения $P_p = \frac{M_{TP}}{z R_{cp} F f_{ck}}$.

Интенсивность нарастания давления от P_0 до P_p , до окончания буксования фрикционов, является искомой функцией и зависит от принятых критериев и ограничений. Например, для обеспечения минимума Lb и коэффициента динамической нагрузки не свыше 1,1 в совокупности с уменьшением α_{nm} давление в процессе буксования фрикциона должно быть постоянным (линия 1 на рис. 5) или несколько уменьшаться (линия 2 на рис. 5) в зависимости от реализуемой зависимости коэффициента трения скольжения от скорости. Переход к рабочему давлению осуществляется по окончании буксования.

При этом для бустера с параметрами системы гидроуправления (в связи с отсутствием данных по исследуемой трансмиссии приводятся данные для машины «Скорпион» с двигателем ЯМЗ-534 и 6-ти ступенчатой ГМТ) работа буксования составляет 0,8 кДж, длительность процесса 1,3...1,5 с, а приращение температуры МКД 20 °С, т.е. параметры находятся в допустимых пределах. Такая характеристика возможна при переключении на высшие передачи и незначительном сопротивлении движению ($f_c < 0,05$). В тоже время при движении на низших передачах и с большим сопротивлением ($f_c > 0,20$) такое управление приводит к цикличности переключения и снижению динамических качеств машины. В этом случае вследствие ограниченного быстрогодействия снижается возможность синхронизации процесса изменения скоростного режима работы двигателя. В таких условиях необходимо увеличение давления в бустере до 0,7 МПа (линия 3). Это приводит к увеличению работы буксования в 1,3 раз, увеличению коэффициента динамичности до 1,6, но сокращается длительность переключения с 1,3...5 с до 0,6...0,8 с, т.е. в 1,8...2,1 раза, исключается цикличность переключения и повышается подвижность машины. Работа буксования за одно переключение возрастает, а удельная на километр пути из-за сокращения числа нерациональных переключений уменьшается. Таким образом, в зависимости от условий движения ограничение целевой функции изменяются и необходимо адаптировать программу управления переключением передач [3].

К фатальным явлениями следует отнести недовключение передач (фрикциона) и неполное выключение. В этом случае происходит интенсивный износ дисков, их перегрев и нарушение работоспособности трансмиссии. Возникновению отказа всегда предшествует события, определяемые по косвенным параметрам – уменьшение подачи насоса, увеличение биения его шестерен, вибрации, уменьшение и флуктуация давления рабочей жидкости, увеличение работы буксования.

Из приведенного следует, что адаптивное управление должно базироваться на мониторинге и диагностике технического состояния.

При изменении состояния или режимов функционирования фрикционных устройств необходимо коррекция управляющих воздействий, направленная на снижение влияния этих изменений на качественные показатели работы трансмиссии. В противном случае процесс переключения передач будет сопровождаться толчками и ударами, увеличением работы буксования и износом дисков трения фрикционных элементов. Решение данной задачи необходимо реализовать на основе адаптивного управления, осуществляющего по результатам идентификации состояния фрикционных элементов и режимов работы двигателя и трансмиссии автоматическую настройку

параметров системы управления и формирование управляющих команд на переключение передач с учетом указанных изменений.

Учет такого количества параметров повышает контролируемость и диагностируемость объекта и возможность повышения качества процессов управления. Однако это приводит к увеличению количества датчиков, повышению требований к системе сбора и обработки информации, усложнению алгоритмов функционирования системы управления. В связи с этим систему информационного обеспечения необходимо разделить. При диагностике и контроле технического состояния использовать максимум информации, а для управления переходными процессами обходиться минимумом, т.е. управление должно осуществляться в условиях недостаточности информации об объекте управления, его технического состояния и условиях функционирования.

В технологически отработанных и надежных золотниковых коробках регулирование основано на изменении площади проходного сечения и использовании клапанов плавности. Адаптация характеристики управления фрикционным элементом затруднительна. Во первых, невозможно организовать предварительное заполнение бустеров. Во-вторых, вследствие инерционности золотника затруднено управление широтно-импульсной модуляцией (ШИМ) управляющего сигнала. Менее надежными, требующие высокого уровня сервиса, чистоты, стабильности и вязкостно-температурных свойств масла, но позволяющие адаптировать характеристику, являются конструкции клапанов картриджного исполнения золотникового типа с пропорциональными электромагнитами (соленоидами).

Особое значение при управлении гидромеханической трансмиссией имеет учет теплового режима в системах силового блока, давления, уровня и утечки рабочей жидкости. Процесс регулирования теплового режима силового блока характеризуется количеством тепла, отдаваемого теплоносителю и рассеиваемого системой охлаждения в единицу времени, являются функциями целого ряда параметров.

Линеаризованное дифференциальное уравнение изменения температуры теплоносителя $\Delta\theta$ в соответствии с которым синтезируется управление обычно представляют в виде:

$$T \frac{d\Delta\theta}{dt} + \Delta\theta = K_{\varphi} \Delta\varphi + f(t),$$

где T – постоянная времени системы охлаждения; K_{φ} – коэффициент усиления регулирующего органа при подаче дополнительного воздуха; $f(t)$ – функция, характеризующая возмущающие воздействия, вызванные изменением внешних условий и режимов работы двигателя и трансмиссии.

Поскольку коэффициенты T и K_{φ} изменяются в широких пределах при изменении условий движения и режимов работы силовой установки и трансмиссии, то и характер переходных процессов в системе охлаждения также существенно зависит от этих факторов. Вследствие этого качественное управление температурным режимом силовой установки и трансмиссии требует получения исходной информации об основных факторах, влияющих на процесс регулирования, что в связи с большим числом параметров и сложностью (а иногда невозможностью) их измерения представляет определенные трудности. Решение данной задачи, направленное на обеспечение эффективного функционирования системы управления тепловым режимом работы двигателя и трансмиссии при изменении внешних условий, режимов работы и параметров объекта, может быть реализовано на основе адаптивных алгоритмов управления.

Управление тепловым режимом работы двигателя и трансмиссии направлено на поддержание рекомендуемой температуры в системах двигателя и ГМТ при различных режимах работы и условий функционирования машины и обеспечивает повышение эксплуатационных свойств.

В случае выхода значений температуры, давления или уровня жидкости за пределы диапазонов на которые разделена область эксплуатационных значений (рекомендуемый, допустимый, предельный и аварийный) режим движения (V_M, ω_D), за счет изменения подачи топлива, переключения передач выбирают из условия защиты силового блока от критических режимов работы. Выходные параметры силового блока выступают в виде ограничений, пример которых приводится ниже. В условиях когда:

- 1) температура охлаждающей жидкости $120\text{ }^{\circ}\text{C} < t_{ож} < 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ в течение 5 с;

Расчет и конструирование

2) температура масла в системе смазки двигателя $110\text{ }^{\circ}\text{C} < t_{\text{ССД}} < 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ в течение 3 с управление осуществляется в зависимости от значения параметров. Если оно приближается в зону высших предельных значений (например, $t_{\text{ОЖ}} \rightarrow 120\text{ }^{\circ}\text{C}$), то информация передается водителю и вводится в базу данных, открываются жалюзи, увеличивается частота вращения вентилятора. Если через 5 с $\frac{d\theta}{dt} \geq 0$, то происходит переключение $n_i \rightarrow n_{j-1}$, увеличивается частота вращения вала двигателя, а нагрузка на двигатель уменьшается. Если позволяет температура масла в ГМТ, то можно разблокировать гидротрансформатор. Если значение температуры ниже предельной, то предусматривается запрет на включение передач кроме 1-й, 2-й и 3Х, закрывает жалюзи, выключается вентилятор, разблокируется ГТ, а при температуре воздуха ниже $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, то включается подогреватель.

Управление скоростного режима движения с учетом информации о режимах функционирования и технического состояния двигателя и трансмиссии выполняют функцию не только управления, но и контроля.

Мониторинг технического состояния двигателя и трансмиссии, режимов их функционирования, позволяет не только адаптивно управлять движение машины, но и выполнять функцию контроля. При возникновении фатальных ситуаций (информация о критических значениях параметров: температуры, давления, уровня эксплуатационной жидкости, неполное включение или выключение фрикционов) список, которых может быть дополнен, выхода параметров технического состояния за пределы допустимых диапазонов системы, обеспечивает их локализацию, а выбор режима движения осуществляется из условия обеспечения параметров в допускаемых пределах.

Приоритет управления определяется по значимости параметров технического состояния. Система осуществляет также коррекцию ошибочных действий водителя, выполняя защитную функцию. В ситуации, когда необходимо обеспечить движение независимо от технического состояния, например в боевой обстановке при возникновении отказа и невозможности его локализации, системой предусматривается режим ручного или дублирующего управления.

Литература

1. Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Абдулов С.В. Динамическая нагруженность гидромеханической трансмиссии транспортной машины при переходных процессах // Вестник Курганского государственного университета. Серия «Технические науки». – 2005. – Вып. 1. – №2 (02). – С. 176–183.
2. Держанский В.Б., Жебелев К.С., Рылеев А.В. Система управления торможением гусеничной машины // Вестник академии транспорта. – Уральское межрегиональное отделение, 2001. – Вып. 3–4. – С. 297–303.
3. Тарасик В.П., Рынкевич С.А. Интеллектуальные системы управления транспортными средствами. – Минск. УП «Технопринт», 2004. – 512 с.

ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ГИДРООБЪЁМНОЙ ПЕРЕДАЧИ В СОСТАВЕ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ ПРИ МАНЕВРИРОВАНИИ

С.В. Кондаков

Температура рабочей жидкости гидрообъёмной передачи в механизме поворота быстроходных гусеничных машин существенно влияет на работоспособность гидрообъёмной передачи и управляемость быстроходной гусеничной машины в целом. С помощью математического моделирования термодинамических процессов появляется возможность достовернее описать работу гидрообъёмной передачи на ранней стадии проектирования.

Одним из параметров, лимитирующих работоспособность гидрообъёмной передачи (ГОП) в составе механизма поворота быстроходных гусеничных машин (БГМ) с двухпоточной трансмиссией, является температура рабочей жидкости ГОП. Перегрев рабочей жидкости ведет к ухудшению и, в конце концов, к потере управляемости БГМ. В связи с этим, возможность оценки температуры рабочей жидкости ГОП на ранней стадии проектирования позволяет определить наиболее опасные с точки зрения температуры рабочей жидкости режимы криволинейного движения БГМ.

Имеющиеся в литературе математические модели БГМ с ГОП в механизме поворота направлены на решение различных задач: расчеты нагруженности элементов ходовой системы БГМ, стабилизации режимов прямолинейного движения и поворота и др. [1–3]. В указанных работах определены наиболее опасные с точки зрения прочности элементов трансмиссии, устойчивости и управляемости БГМ режимы движения, но ответа о термодинамических нагрузках они не дают.

Математическая модель движения БГМ, приведенная в работах [4, 5] позволяет, наряду с информацией о физических параметрах движения БГМ (скоростях, нагрузках в элементах трансмиссии и БГМ в целом, давлениях и расходах в магистралях ГОП), получать информацию и о температуре рабочей жидкости ГОП в реальном масштабе времени.

Расчетные схемы основного гидропривода и теплового расчета ГОП приведена на рис. 1, 2. Основные уравнения теплового баланса включены в общую систему дифференциальных уравнений [4, 5]. В данной статье приведены только те уравнения, которые определяют температуры в различных точках (магистралях, камерах, линиях) ГОП.

$$\frac{dt_6}{dT} = \frac{\rho c_{ж} (Q_{рад} + Q_{к6}) (t_{61} - t_6)}{m_{жб} c_{ж} + m_{мб} c_{м}}; \quad (1)$$

$$\frac{dt_1}{dT} = \frac{N_n A_3 - \rho c_{ж} Q_{к3} (t_5 - t_1)}{\rho c_{ж} (V_1 + V_2)}; \quad (2)$$

$$t_2 = t_1 + \frac{\Delta N_{KH} A_3}{\omega_H (q_{HP} + q_{HM}) C_{Ж} \rho}; \quad (3)$$

$$t_3 = t_2 + \frac{\Delta N_{KM} A_3}{\omega_M (q_{MP} + q_{MM}) C_{Ж} \rho}; \quad (4)$$

$$t_4 = t_2 + \frac{\Delta N_{K2} A_3}{\omega_M (q_{MP} + q_{MM}) C_{Ж} \rho}; \quad (5)$$

$$t_5 = t_6 + \frac{\Delta P_{CP} A_3}{C_{Ж} \rho}; \quad (6)$$

Расчет и конструирование

$$t_6 = \frac{Q_{mm}t_B + Q_{ДР3}(t_R + \frac{(P_K - P_{BC})A_3}{C_{Ж\rho}})}{Q_{mm} + Q_{ДР3}}; \quad (7)$$

$$\frac{dP_3}{dT} = (Q_{dp1} - Q_{k31} - Q_{k32} + Q_{k21} + Q_{k22}) \frac{E}{V_3}; \quad (8)$$

$$\frac{dP_5}{dT} = (Q_{нв} - Q_{dp1} - Q_{кл5} - Q_{му}) \frac{E(P_5, B_5, n_5)}{V_5}; \quad (9)$$

$$\frac{dP_6}{dT} = \frac{dP_3}{dT} + A. \quad (10)$$

Здесь t_6 – температура рабочей жидкости в баке, °C; t_1 – температура рабочей жидкости в магистрали низкого давления, °C; t_2 – температура рабочей жидкости в магистрали высокого давления, °C; t_3 – температура рабочей жидкости, попадающей из гидромотора в магистраль высокого давления, °C; t_4 – температура рабочей жидкости после предохранительного клапана, °C; t_5 – температура рабочей жидкости в линии нагнетания вспомогательного насоса, °C; t_6 – температура рабочей жидкости в линии всасывания вспомогательного насоса, °C; P_3 – давление рабочей жидкости в камере между дросселем и предохранительным клапаном, МПа; P_5 – давление рабочей жидкости в магистрали нагнетания вспомогательного насоса, МПа; P_6 – давление рабочей жидкости в камере между дросселем и подпиточным клапаном, МПа; Q_i – расходы насоса и мотора ГОП, клапанов, дросселей и др., м³/с; V_i – объемы соответствующих магистралей м³.

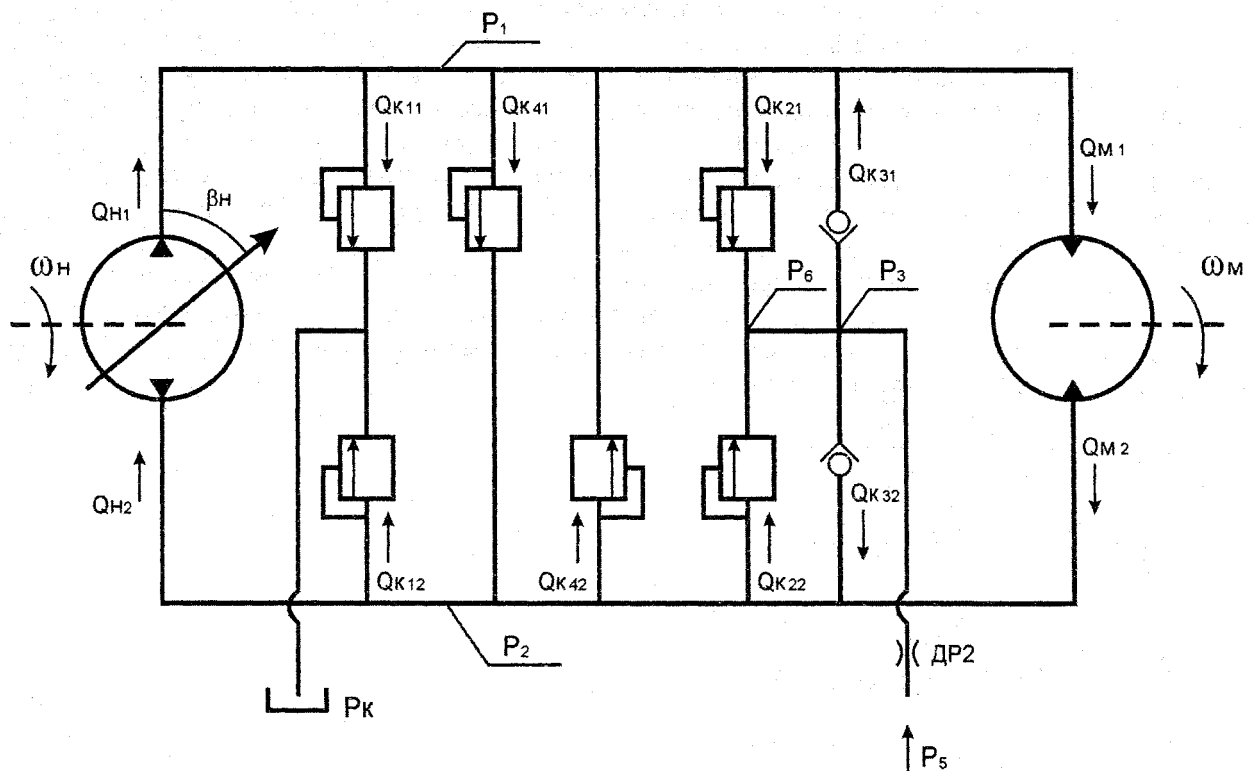


Рис. 1. Расчетная схема основного гидропривода: P_1 – давление в магистрали всасывания; P_2 – давление в магистрали нагнетания; P_x – давление в корпусе; ω_n , ω_m – частоты вращения насоса и мотора; $Q_{н1}$, $Q_{н2}$ – расходы насоса на выходе и на входе соответственно; $Q_{м1}$, $Q_{м2}$ – расходы мотора на входе и на выходе соответственно; др2 – дроссель между вспомогательным насосом и клапаном подпитки; $Q_{к12}$, $Q_{к11}$ – расходы клапана охлаждения; $Q_{к42}$ – расход перепускного клапана; $Q_{к22}$, $Q_{к21}$ – расходы предохранительного клапана; $Q_{к32}$, $Q_{к31}$ – расходы клапана подпитки; β_n – угол отклонения наклонной шайбы управляемого насоса

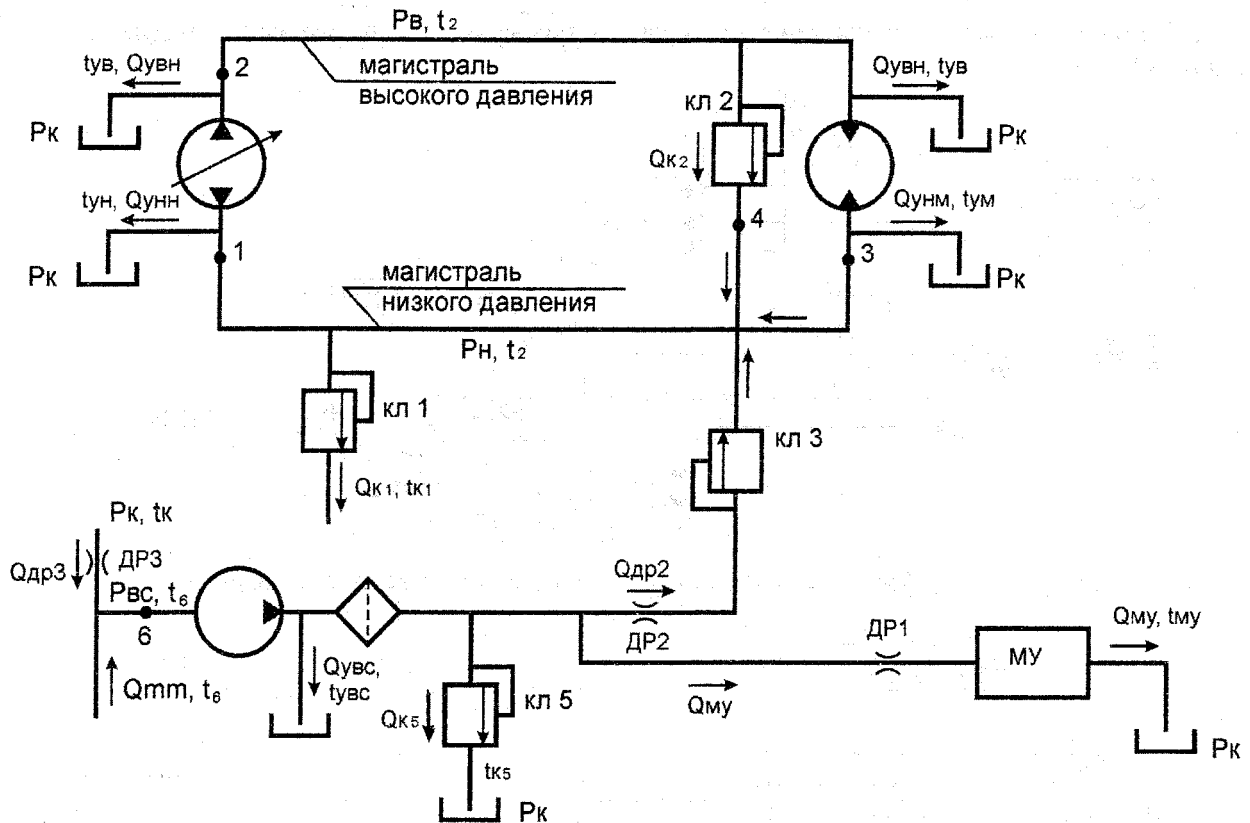
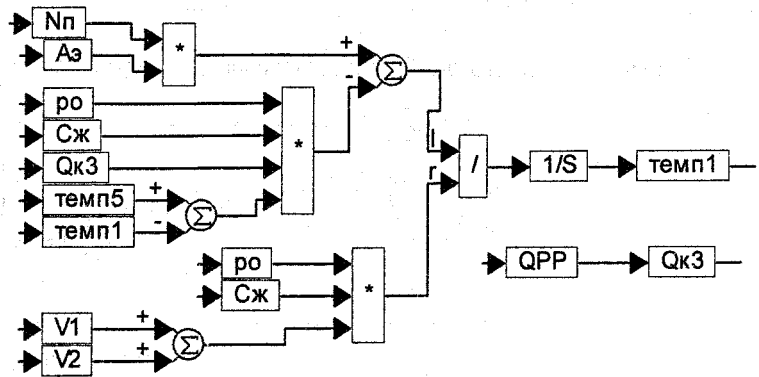


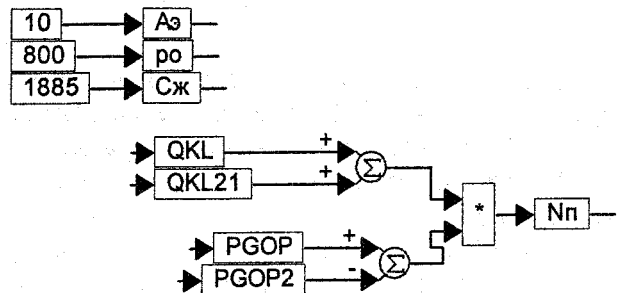
Рис. 2. Расчетная схема для теплового расчета ГОП: кв1 – клапан охлаждения; кв2 – предохранительный клапан; кв3 – клапан подпитки, МУ – механизм управления; $Q_{увн}$, $Q_{уvm}$ – утечки в магистрали высокого давления насоса и мотора; $Q_{унн}$, $Q_{умм}$ – утечки в магистрали низкого давления насоса и мотора; $Q_{к1}$, $Q_{к2}$, $Q_{к3}$ – расходы через соответствующие клапана; $Q_{лпн}$ – расход из бака; $Q_{др1}$, $Q_{др2}$, $Q_{др3}$ – расходы через соответствующие дроссели; $Q_{му}$ – расход в механизме управления; P , t – давления и температуры в соответствующих точках

Математическая модель реализована в среде программирования VISSIM.

1. Температура рабочей жидкости в магистрали низкого давления:

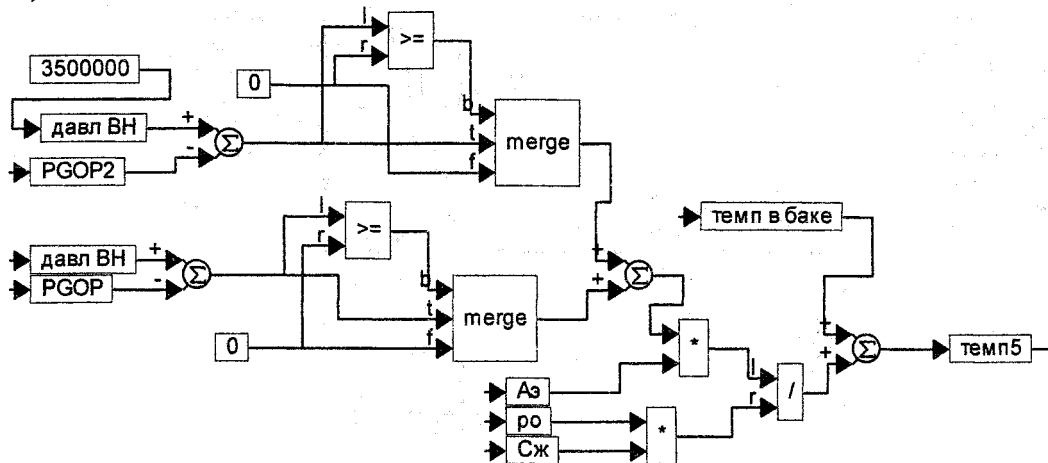


2. Тепловые потери на предохранительном клапане К2, на подпиточном клапане К3, потери на дросселирование расходов компрессии и декомпрессии при переходе рабочих камер гидромашин из полости в полость:

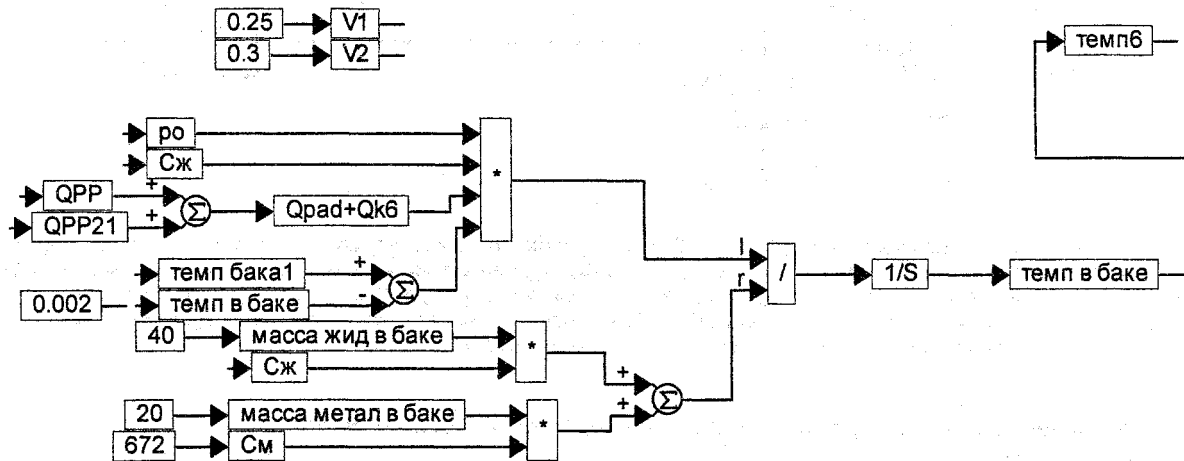


Расчет и конструирование

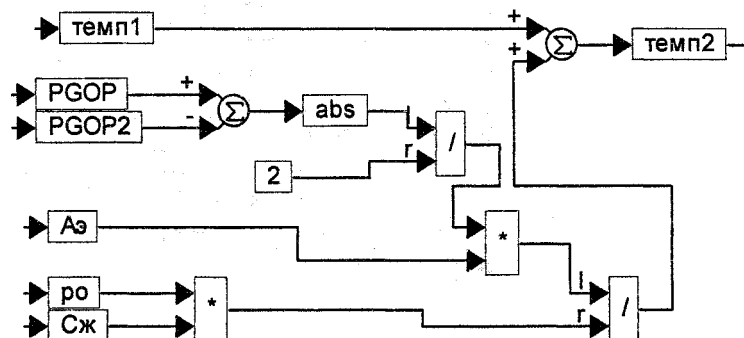
3. Температура рабочей жидкости в линии нагнетания вспомогательного насоса ВН (насоса подпитки):



4. Температура рабочей жидкости в баке и в линии всасывания вспомогательного насоса:



5. Температура рабочей жидкости в магистрали высокого давления:



Приведенная модель позволяет провести математический эксперимент, имитирующий криволинейное движение БГМ, в том числе и переходные режимы входа-выхода из поворота.

Для сравнения использованы два фрагмента эксперимента при условиях:

1) полный поворот штурвала за 0,2 с, вход в поворот, движение по кругу в течение 3 секунд и выход из поворота;

2) длительное движение по кругу двух радиусов;

3) маневрирование по трассе типа «змейка».

На рис. 3, 4 и 5 приведены результаты расчетов при совершении БГМ различных маневров. Анализ показывает, что наиболее опасным, с точки зрения температурной нагрузки, явля-

ется режим движения по «змейке», наименее опасным – движение по кругу большого радиуса.

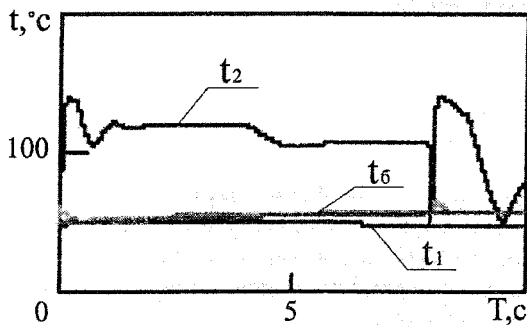


Рис. 3. Температура в различных точках ГОП: t_6 – в баке, °С; t_1 – в магистрали низкого давления, °С; t_2 – в магистрали высокого давления, °С. Совершаемый маневр: вход в поворот, кратковременное движение в повороте и выход из поворота

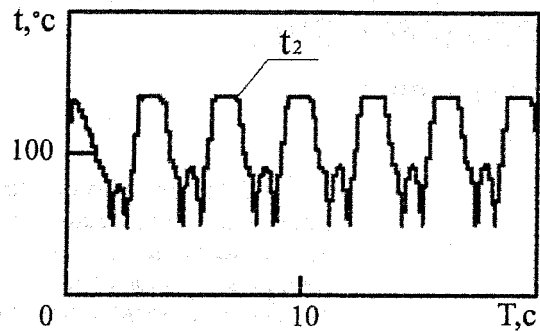
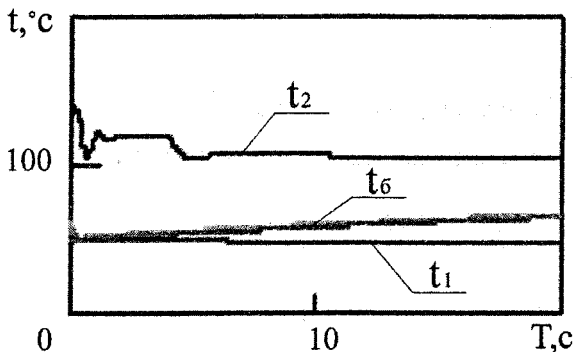
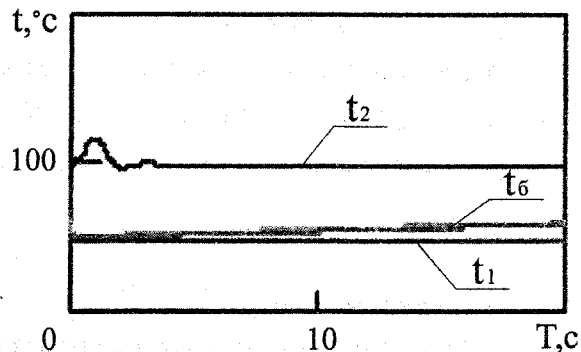


Рис. 4. Температура в магистрали высокого давления. Совершаемый маневр: движение по «змейке»



а)



б)

Рис. 5. Температура в различных точках ГОП: t_6 – в баке, °С; t_1 – в магистрали низкого давления, °С; t_2 – в магистрали высокого давления, °С; Совершаемый маневр: вход в поворот и длительное движение по кругу а) радиусом 10 м, б) радиусом 25 м

Следует особо подчеркнуть, что математические модели криволинейного движения БГМ, описывающие только установившиеся режимы движения, соответствуют именно длительному движению по кругу.

Таким образом, предлагаемая математическая модель БГМ позволяет получить новые результаты не только по силовым нагрузкам в элементах трансмиссии на переходных режимах криволинейного движения, но и по температурам рабочей жидкости, которая зачастую лимитирует работоспособность ГОП механизма поворота и БГМ в целом.

Литература

1. Березин И.Я., Абызов А.А. Концепция и методы имитационных испытаний мобильной техники (сообщение 1, 2) // *Динамика, прочность и износостойкость машин. Международный журнал на электронных носителях.* – Челябинск: ЧГТУ, 1996. – Вып. 2. – С. 61–68, 1997. – Вып. 3. – С. 75–82.
2. Красненьков В.И. *Основы теории управляемости транспортных гусеничных машин.* – М.: Изд. МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977. – 264 с.
3. Благодравов А.А., Держанский В.Б. *Динамика управляемого движения гусеничной машины. Учебное пособие.* – Курган: Изд. Курганского машиностроительного института, 1995. – 162 с.
4. Кондаков С.В. Обеспечение управляемости быстроходных гусеничных машин на переходных режимах криволинейного движения // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение».* – 2001. – Вып. 1. – №6 (06). – Челябинск: Изд. ЮУрГУ. – С. 10–15.
5. Кондаков С.В. Кинематические и силовые параметры криволинейного движения БМП-3 // *Конструирование и эксплуатация наземных транспортных машин: Сборник трудов.* – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2002. – С. 21–26.

ПРЯМАЯ ОЦЕНКА УДЕЛЬНОГО ТЯГОВОГО УСИЛИЯ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА, ОПТИМАЛЬНОГО ПО ТЯГОВОМУ КПД

В.И. Костюченко

На базе зависимости потенциальной тяговой характеристики получено прямое аналитическое выражение удельного тягового усилия гусеничного трактора, оптимального по тяговому КПД. Значение этого усилия определяется величинами максимального коэффициента сцепления и коэффициента сопротивления передвижению трактора.

Перечень обозначений и сокращений

N_{KP} – удельная тяговая мощность;

N_E – удельная мощность двигателя;

N_K – удельная мощность на ведущих колесах;

φ_{KP} , φ_{KPO} – удельное и оптимальное удельное тяговое усилие, соответственно;

φ_{KPMaks} – максимальный коэффициент сцепления (максимальное удельное тяговое усилие);

$\eta_T = \frac{N_{KP}}{N_E}$ – тяговый КПД;

η_{TP} – КПД трансмиссии;

f – коэффициент сопротивления передвижению;

δ – коэффициент буксования;

V – действительная скорость.

Основными критериями эффективности тракторов сельскохозяйственного назначения являются средняя тяговая мощность или тяговый КПД, обеспечивающие его максимальную производительность и топливную экономичность [1, 2, 3, 5, 6]. Это связано с двумя моментами. Во-первых, рабочие процессы таких машин в агрегате с типичными орудиями (плуг, борона, культиватор, луцильник и др.) стационарны по тяговому сопротивлению и скорости [1, 4, 5, 6]. Во-вторых, доля холостого хода (разворота) во времени рабочего процесса пренебрежимо мала, т.е. рабочий процесс состоит практически из одного рабочего хода:

$$\bar{N}_{KP} = \frac{1}{T} \int_0^T N_{KP}(V) dt = \frac{1}{T_P} \int_0^{T_P} N_{KP}(V) dt,$$

где T , T_P – продолжительности всего рабочего процесса и рабочего хода.

Таким образом, усилие, соответствующее максимальной эффективности трактора сельскохозяйственного назначения, т.е. его максимальной тяговой мощности или тяговому КПД, является оптимальным. Такое усилие определяется по потенциальной тяговой характеристике трактора для наиболее типичного грунтового фона, как правило, для стерни нормальной влажности и плотности [1, 2, 3].

Знание оптимального тягового усилия позволяет напрямую выбирать необходимые для проектируемого трактора рабочие орудия, а затем оценивать оптимальные параметры моторно-трансмиссионной установки.

Зависимости потенциальной тяговой характеристики и тягового КПД гусеничного трактора. Показатели тяговой характеристики трактора представим в удельном виде, т.е. отнесем их к весу трактора, при этом зависимости будут справедливы для тракторов различных классов.

Из классической теории трактора [1, 2, 3, 7] известны зависимости потенциальной тяговой характеристики и тягового КПД в следующем виде:

$$N_{KP} = N_E \eta_{TP} \left(\frac{\varphi_{KP}}{\varphi_{KP} + f} \right) (1 - \delta), \quad (1)$$

$$\eta_T = \eta_{TP} \left(\frac{\varphi_{KP}}{\varphi_{KP} + f} \right) (1 - \delta). \quad (2)$$

В работах [8, 9] для гусеничных тракторов предложена удобная формула для коэффициента буксования, наиболее широко применяемая для тяговых расчетов:

$$\delta_{CT} = 1 - \left(1 - \frac{\varphi_{KP}}{\varphi_{KP_{\max}}} \right)^{0,05}. \quad (3)$$

Подставляя (3) в (1) и (2), получим зависимости потенциальной тяговой характеристики и тягового КПД в функции удельного тягового усилия:

$$N_{KP} = N_E \eta_{TP} \left(\frac{\varphi_{KP}}{\varphi_{KP} + f} \right) \left(1 - \frac{\varphi_{KP}}{\varphi_{KP_{\max}}} \right)^{0,05}, \quad (4)$$

$$\eta_T = \eta_{TP} \left(\frac{\varphi_{KP}}{\varphi_{KP} + f} \right) \left(1 - \frac{\varphi_{KP}}{\varphi_{KP_{\max}}} \right)^{0,05}. \quad (5)$$

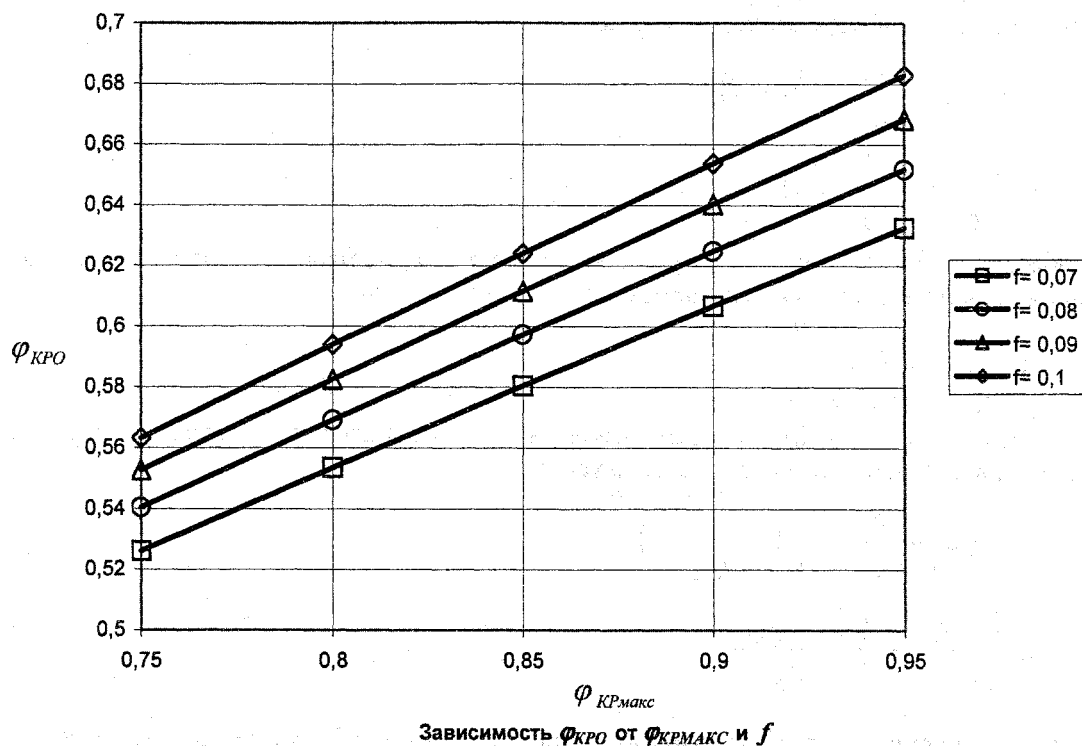
Удельное тяговое усилие, оптимальное по тяговому КПД. Исследуя (5) на экстремум при фиксированных значениях $\varphi_{KP_{\max}}$ и f , зависящих от типа ходовой системы трактора и грунтового фона, получим значение оптимального удельного тягового усилия по тяговому КПД:

$$\varphi_{KPO} = f \left(\sqrt{110,25 + 20 \frac{\varphi_{KP_{\max}}}{f}} - 10,5 \right). \quad (6)$$

Аналитическое выражение (6) позволяет напрямую оценивать φ_{KPO} для любого гусеничного трактора на этапе его проектирования. Значение φ_{KPO} для потенциальной тяговой характеристики, выражаемой (4), не зависит от мощности двигателя, веса трактора и КПД его трансмиссии, а определяется только значениями $\varphi_{KP_{\max}}$ и f . Отсутствие связи φ_{KPO} и η_{TP} означает независимость φ_{KPO} от типа трансмиссии трактора. Значения φ_{KPO} гусеничных сельскохозяйственных тракторов для практически интересных диапазонов $\varphi_{KP_{\max}} = 0,75 \dots 0,95$ и $f = 0,07 \dots 0,1$ представлены в таблице и на рисунке и находятся в пределах $0,526 \dots 0,683$. Значение φ_{KPO} увеличивается с ростом $\varphi_{KP_{\max}}$ и f , т.е. при улучшении тягово-сцепных качеств (увеличении $\varphi_{KP_{\max}}$) трактора φ_{KPO} растет, а при улучшении ходовых качеств (снижении f) трактора φ_{KPO} снижается. Для трактора со средними тягово-сцепными и ходовыми качествами на стерне при $\varphi_{KP_{\max}} = 0,85$ и $f = 0,08$ φ_{KPO} составляет $0,597$.

Значения оптимальных удельных тяговых усилий гусеничных сельскохозяйственных тракторов

f	$\varphi_{KP_{\max}}$				
	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95
0,07	0,526	0,553	0,580	0,607	0,633
0,08	0,540	0,569	0,597	0,625	0,652
0,09	0,553	0,582	0,612	0,640	0,668
0,1	0,563	0,594	0,624	0,654	0,683



Зная значение $\varphi_{КРО}$, напрямую выбирается типичный вид агрегата, обеспечивающий соответствующее тяговое сопротивление. В свою очередь, зная из агротехнических требований оптимальную скорость $V_{ОПТ}$ обработки почвы этим агрегатом, оцениваются потребные $N_{КР}$, N_E и оптимальное передаточное число трансмиссии трактора.

Литература

1. Тракторы: Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. — М.: Машиностроение, 1988. — 376 с.
2. Харитончик Е.М. Взаимосвязи параметров и вопросы совершенствования сельскохозяйственных тракторов: Доклад по опубликованным работам, представленным на соискание ученой степени докт. техн. наук. — Воронеж: ВСХИ, 1972. — 78 с.
3. Трепененков И.И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов. — М.: Машгиз, 1963. — 271 с.
4. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. — М.: Машиностроение, 1988. — 280 с.
5. Позин Б.М. Совершенствование параметров промышленных тракторов (теория, эксперимент, внедрение): Дис. ... докт. техн. наук в форме научного доклада. — М.: МАДИ, 1991. — 62 с.
6. Костюченко В.И. Разработка критериев и методов оценки эффективности промышленных тракторов. Дис. ... канд. техн. наук. — Челябинск: ЮУрГУ, 2000. — 296 с.
7. Львов Е.Д. Теория трактора. — М.: Машгиз, 1952. — 388 с.
8. Гинзбург Ю.В., Швед А.И., Парфенов А.П. Промышленные тракторы. — М.: Машиностроение, 1986. — 293 с.
9. Проектирование мобильных агрегатов с применением ЭВМ: Учебное пособие / Ю.В. Гинзбург, Б.Н. Пинигин, В.А. Сударчиков и др. — Челябинск: ЧПИ, 1988. — 88 с.

Расчет и конструирование

скоростью ω (рис. 3). Плоскостью качения колеса будем называть любую плоскость перпендикулярную оси его вращения. Центральной плоскостью качения – плоскость его симметрии.

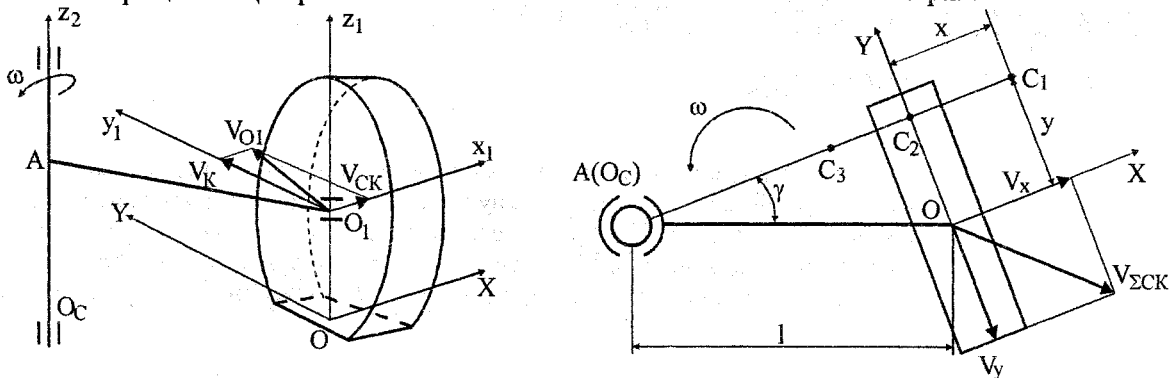


Рис. 3. Схема движения колеса и его опорной площадки по грунту

Свяжем с опорной площадкой контакта местную систему координат XOY .

Скорость точки O_1 оси вращения колеса равна $V_{O1} = \omega l$, где $l = AO_1$. Проекция скорости V_{O1} на поперечную ось X_1 равна $V_{x1} = \omega l \sin \gamma$. В боковом направлении колеса справедливо соотношение: $V_{x1} = V_x$. Скорость V_x есть ни что иное, как скорость бокового скольжения и равна $V_{CK} = \omega y$. Следовательно $y = l \sin \gamma$.

Этот результат можно сформулировать в виде теоремы, которую в дальнейшем будем называть теоремой ортогональности: *при повороте машины центр скольжения опорной площадки произвольно расположенного колеса лежит на перпендикуляре, опущенном из центра поворота машины на плоскость его качения* [6, 13].

Центр скольжения ведущего колеса располагается правее центральной плоскости качения (C_1), подтормаживающего – левее (C_3). *Центр скольжения ведомого колеса лежит на пересечении его центральной плоскости качения и перпендикуляра, опущенного из центра поворота машины (C_2).*

Теорема ортогональности является обобщением теоремы Ф.А. Опейко и позволяет распространить предложенный подход на машины с поворотными колесами, шарнирно – сочлененной рамой и др. [7, 13], что значительно расширяет область применения предлагаемой теории поворота.

Теорема ортогональности допускает обобщение и для управляемых колёс.

Пусть корпус машины вращается вокруг оси, проходящей через точку $A(O_c)$ с угловой скоростью ω_1 , а колесо при управляющем воздействии - относительно оси шкворня, проходящей через точку B , с угловой скоростью ω_2 (рис. 4). При этом ось колеса совершает вращательное движение с угловой скоростью $\omega = \omega_1 + \omega_2$ [12]. Ось суммарного вращения проходит через точку K , расположенную на линии AB и определяемую отрезками $AK = l_1 \frac{\omega_2}{\omega_1 + \omega_2}$ и $KB = l_1 \frac{\omega_1}{\omega_1 + \omega_2}$. При вращении ω_1 и ω_2 в разные стороны точка K лежит вне отрезка AB на продолжении линии соединяющей ось поворота машины и ось шкворня.

Таким образом, мы находимся в условиях действия теоремы ортогональности, где ось Z_2 проходит не через точку A , а через точку K . А сама теорема формулируется следующим образом: *при повороте машины центр скольжения управляемого колеса лежит на перпендикуляре, опущенном на плоскость его качения из точки K , лежащей на линии, соединяющей центр поворота машины с осью шкворня.*

При наличии пары вращений, когда $\omega_2 = -\omega_1$, площадка контакта совершает мгновенно поступательное движение [12].

Описанные выше кинематические соотношения системы машина – колесо – площадка контакта являются общими и справедливы для стационарного и нестационарного движения.

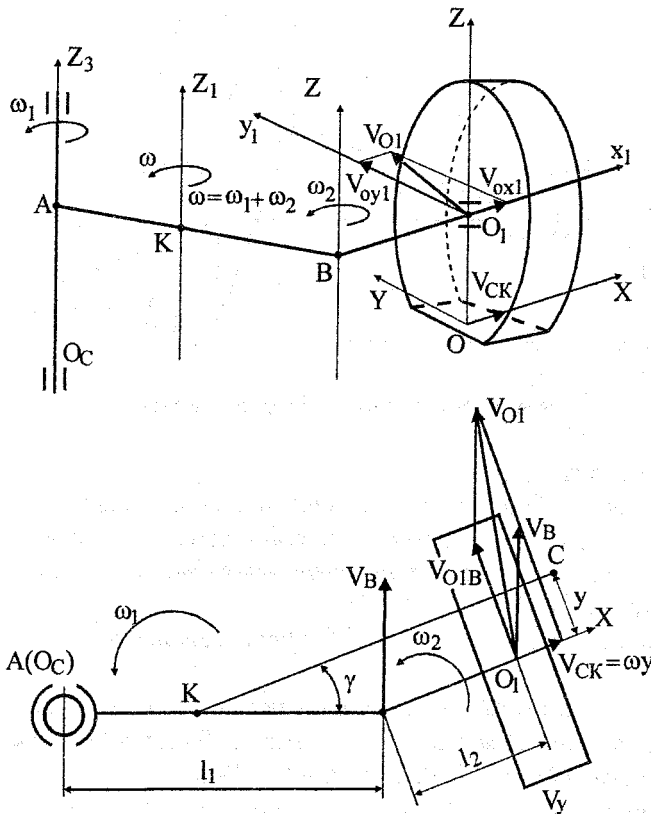


Рис. 4. Схема движения управляемого колеса по опорной площадке

теории поворота, в отличие от аналогичного понятия при изучении прямолинейного движения, мы будем понимать не только начало движения, но и начало входа в поворот, другими словами – момент движения, когда угловая скорость машины $\omega = 0$ [1].

В момент страгивания ввиду отсутствия угловой скорости, и как следствие, центров скольжения площадок формально применить доказанные выше теоремы ортогональности не представляется возможным. Однако можно показать, что в *начальный момент движения возникающие центры скольжения площадок и поворота машины совпадают с соответствующими центрами страгивания.*

На самом деле в момент страгивания ($\omega = 0$) нормальное ускорение отсутствует ($a_n = 0$) и полное ускорение (a) равно тангенциальному $a_\tau = \varepsilon \cdot C_y M$, где C_y – мгновенный центр страгивания площадки (рис. 5), ε – угловое ускорение. Возникающее в начальный момент движения малое приращение скорости ΔV любой точки площадки M направлено в сторону ее ускорения a_τ и равно $\Delta V = CM \cdot \Delta\omega = CM \cdot \varepsilon \Delta t$, где C – мгновенный центр скольжения и поскольку направления a_τ и ΔV совпадают, то совпадают и точки C и C_y .

При решении задачи страгивания необходимо определить справедливые для этого момента кинематические соотношения (рис. 6). Опустив доказательства, совпадающие с точностью до терминов с приведенными выше теоремами, можно сказать, что *теоремы ортогональности, сформулированные при движении для центров скольжения, справедливы для соответствующих центров страгивания.*

Установленные кинематические связи позволяют составить адекватную происходящим процессам математическую модель поворота машины с учетом взаимного расположения и режима

Многие авторы при изучении нестационарного поворота, решая задачи устойчивости и управляемости, ограничиваются, как правило, исследованием различных характеристик в процессе движения, не заостряя внимания на его формировании [4, 11, 14]. Для описания начала движения и построения траектории необходимо задать начальные условия, определяющие решение системы дифференциальных уравнений движения. Начальные условия при этом назначаются обычно исходя из каких-либо общих соображений или из наблюдений за движением экспериментальных объектов без достаточного теоретического обоснования.

В качестве начальных условий может выступать решение задачи страгивания, начало изучению которой положил в своих трудах Ф.А. Опейко [3, 9]. Решение задачи страгивания позволяет также определить нагрузки на машину, которые в ряде случаев оказываются наибольшими [1].

В момент страгивания, также как и при движении, существуют определенные кинематические соотношения между центрами страгивания машины и опорных площадок контакта колес. Под страгиванием в

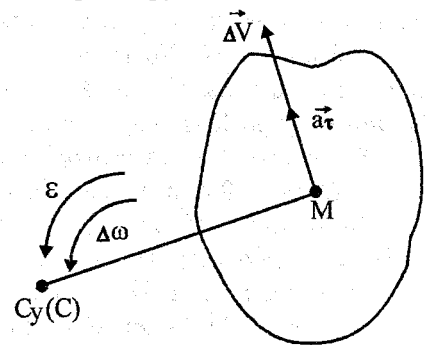


Рис. 5. К доказательству совпадения центров страгивания и скольжения в начальный момент времени

Расчет и конструирование

движения каждого колеса в отдельности [7, 13].

Таким образом, независимо от того, поворот какой машины изучается: с колесным или гусеничным движителем, с силовым поворотом или с управляемыми колесами, при движении на твердом или деформируемом грунте, при описании взаимодействия системы машина – колесо – площадка контакта кинематические соотношения являются определяющими и общими. Они основаны на строгих законах механики, что позволяет решать силовую и кинематическую задачи поворота машины совместно.

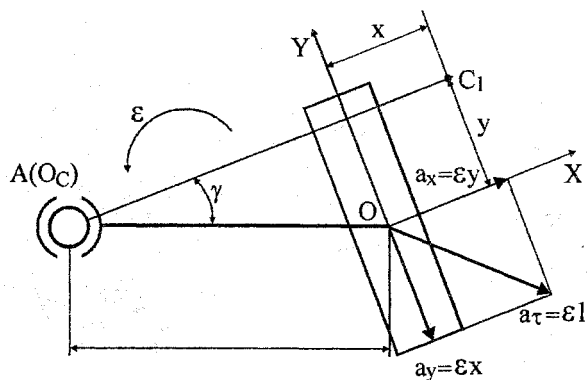


Рис. 6. Страгивание площадки контакта колеса

Литература

1. Апанасик В.Г., Позин Б.М., Троянская И.П., Задача страгивания в теории поворота транспортных и тяговых машин // *Механика и процессы управления моторно-трансмиссионных систем транспортных машин: Сб. науч. сообщений Всероссийской научно-технической конференции, УО РАН Институт машиноведения.* – Курган, 2003. – С. 156–159.
2. Гуськов В.В., Опейко А.Ф. *Теория поворота гусеничных машин.* – М.: Машиностроение, 1984. – С. 168.
3. Жуковский Н.Е. Условие равновесия твердого тела опирающегося на неподвижную плоскость некоторой площадкой и могущего перемещаться вдоль этой плоскости с трением // *Труды отделения физических наук общества любителей естествознания.* – 1897. – Т. IX, вып. 1. – С. 339–354.
4. Забавников Н.А. *Основы теории транспортных машин.* – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.
5. Казаченко Г.В. *Исследование нагруженности колес движителя с бортовой схемой поворота при движении на повороте. Заключительный отчет. Белорусский государственный политехнический институт.* – Минск, 1977. – 194 с.
6. Мицын Г.П., Позин Б.М., Троянская И.П. Кинематические соотношения при повороте колесной (гусеничной) транспортной машины // *Техника и технология строительства и эксплуатации автомобильных дорог: Сб. науч. тр. МАДИ (ТУ).* – М., 2000. – С. 83–87.
7. Мицын Г.П., Позин Б.М., Троянская И.П. Модель стационарного поворота транспортной (тяговой) машины // *Техника и технология строительства и эксплуатации автомобильных дорог: Сб. науч. тр. МАДИ (ТУ).* – М., 2000. – С. 88–92.
8. Опейко Ф.А. *Колесный и гусеничный ход.* – Минск, 1960. – 228 с.
9. Опейко Ф.А. *Математическая теория трения.* – Минск, 1971. – 148 с.
10. Позин Б.М. *Новое в теории поворота гусеничного самоход: Рукопись деп. в ЦНИИ-ТЭИ тракторосельхозмаш.* – 1982, №331. – С. 99.
11. Смирнов Г.А. *Теория движения колесных машин.* – М., 1981. – 272 с.
12. Тарг С.М. *Краткий курс теоретической механики.* – М.: Высшая школа, 1986. – 416 с.
13. Троянская И.П. *Повышение эффективности малогабаритного погрузчика путем улучшения его поворотливости // Автореферат дис. ...канд. техн. наук.* – Челябинск: Изд-во ЧГАУ, 2002. – 228 с.
14. Фаробин Я.Е. *Теория поворота транспортных машин.* – М., 1970. – 174 с.
15. Шиллер Н.Н. *Заметки о равновесии твердого тела при действии трения на некоторую плоскую часть его поверхности // Труды Отделения физических наук Общества любителей естествознания.* – 1892. – Т. V, вып. 1. – С. 17–19.

О ЗАДАЧЕ СТАЦИОНАРНОГО ПОВОРОТА АВТОПОЕЗДОВ

Д.И. Наратовый, Б.М. Позин, И.П. Трояновская

Рассмотрен подход к составлению модели стационарного поворота автопоезда, основанный на взаимодействии опорных площадок контакта с грунтом как фрикционной пары трения с постоянным или переменным коэффициентом.

Тракторные и автомобильные поезда (в дальнейшем автопоезда) получили широкое применение на транспортных работах в сельскохозяйственном производстве и других отраслях народного хозяйства. Особое значение приобретают автопоезда в связи с появлением длинномерных и разного рода тяжелых негабаритных грузов, с всё возрастающим объёмом междугородних и международных автомобильных перевозок.

Автопоезд, как правило, состоит из последовательно соединенных двух и более транспортных единиц, одна из которых играет роль тягача, а другие выступают в качестве прицепов (рис. 1). Появившиеся в последнее время многоопорные тягачи и прицепы, а также различные схемы их соединения, выдвигают на передний план проблему описания движения таких автопоездов и, прежде всего, криволинейного.

Шарнирное соединение двух и более транспортных средств позволяет использовать комбинированные движители: колесные, гусеничные и др., что естественно требует единого подхода к описанию их взаимодействия с грунтом.

В имеющихся исследованиях автопоездов [2, 3, 10] рассмотрены различные аспекты проблемы, однако изучается либо узкий класс машин [2], либо математические модели движения, основанные на предположениях, оправданных для узкого класса движений [3, 10]. Отсутствие хорошо разработанной теоретической базы тормозит проектирование новых промышленных образцов столь необходимой техники [12].

Будем в дальнейшем различать сочленённую машину и автопоезд.

Отличительным признаком этих машинных агрегатов является характер управления криволинейным движением, определяемый свойствами связей между его частями. Дело в том, что у сочленённой машины углы складывания, характеризующие взаимное расположение тягача и прицепов, являясь управляющими параметрами, имеют каждый раз фиксированные значения или заданные законы изменения. У автопоезда эти параметры образуются под действием внешних сил, вызываемых движением тягача и управляемых колёс прицепа, по крайней мере, в пределах допустимых конструктивными ограничениями. Углы складывания в этом случае являются величинами неизвестными и для своего определения требуют дополнительных уравнений связей.

Рассмотрим вначале стационарный поворот, который является основой при составлении математической модели любого криволинейного движения, определяет главные положения и допущения, легко проверяемые в эксперименте.

Для составления модели стационарного поворота автопоезда воспользуемся подходом, принятым при составлении обобщённой модели поворота транспортной машины [5, 7, 9]. В основе этого подхода лежит положение о взаимодействии площадки контакта опорного элемента (колеса или гусеницы) с грунтом как фрикционной пары (гипотеза Ф.А. Опейко [7]) с постоянным или переменным коэффициентом трения, зависящим от скорости скольжения в точке и описываемым с помощью формул В.В. Кацыгина [9]. Этот подход нашел экспериментальное подтверждение как для гусеничных [1], так и для колесных машин [3, 9].

Согласно принятому подходу силы, действующие на движущуюся машину со стороны грунта, однозначно определяются положением центров вращения опорных площадок относительно самих площадок [7]. В связи с этим, задача движения при стационарном повороте свободной тяговой (транспортной) машины сводится к нахождению $2n$ координат центров вращения n опорных пло-

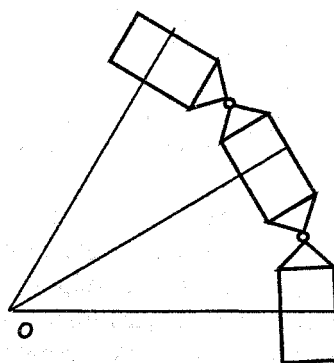


Рис. 1. Схема автопоезда

Расчет и конструирование

щадок. Дополнительно определяются координаты центра вращения (поворота) самой машины. В итоге, для описания стационарного криволинейного движения самоходной машины должна быть составлена и решена система $2n+2$ уравнений относительно $2n+2$ неизвестных. Метод составления такой системы подробно изложен в работах [4, 5, 6, 9].

При решении задачи движения автопоезда, обычно прибегают к его расчленению на отдельные транспортные единицы (рис. 2), движение которых описывается самостоятельно с учётом дополнительно действующих на каждую часть автопоезда сил в местах соединений.

Рассмотрим автопоезд, состоящий из шарнирно соединённых тягача и прицепа. На тягач кроме указанных выше сил, действует неизвестная по модулю и направлению реакция в шарнире (R_x, R_y), что добавляет еще 2 неизвестные.

Описание движения прицепа принципиально не отличается от описания движения тягача. Количество неизвестных в уравнениях движения прицепа, так же как и тягача, равно $2m+4$, где m – число площадок контакта прицепа с грунтом. Таким образом, общее число неизвестных при движении автопоезда, с учетом угла складывания, составляет $2(n+m)+9$.

Покажем как составляется модель движения автопоезда, состоящая из уравнений движения тягача, прицепа и совместного движения (совместности).

Для тягача, как самоходной тяговой машины, согласно выбранному методу, составляется $2n+2$ уравнения движения. Система содержит 3 уравнения равновесия, n уравнений геометрических и $n-1$ уравнений кинематических связей, определяемых на основании теоремы ортогональности [4].

Для прицепа, так же как и для тягача, составляются 3 уравнения равновесия, m уравнений геометрических связей. Количество кинематических связей зависит от типа прицепа. Для пассивного прицепа со всеми свободно катящимися опорными элементами движителя число таких уравнений равно m (в форме равенства нулю тяговых усилий [6]). Для активного прицепа, как и для самоходной машины, число уравнений кинематических связей равно $m-1$. Однако в этом случае к уравнениям совместности добавляется ещё одно (в форме распределения тяговых усилий между тягачом и прицепом [6]).

Два уравнения совместности описывают равенство сил в шарнире [8].

Легко показать, что при стационарном повороте, когда отсутствует относительное движение частей автопоезда, их центры поворота совпадают. Это позволяет составить ещё два недостающих уравнения.

Такой метод составления модели движения приводит к системам уравнений большой размерности. Так, например, для описания движения автопоезда, состоящего из шарнирно соединённых между собой двухгусеничного тягача и четырёхколёсной тележки необходимо составить и решить систему из 21 уравнения.

В рамках принятого подхода, когда не требуется определение внутренних сил в шарнире, существует другой путь решения этой задачи. Рассматривая автопоезд как единое целое (рис. 3), и записав для него $2(n+m)+2$ уравнения, следует добавить лишь условие

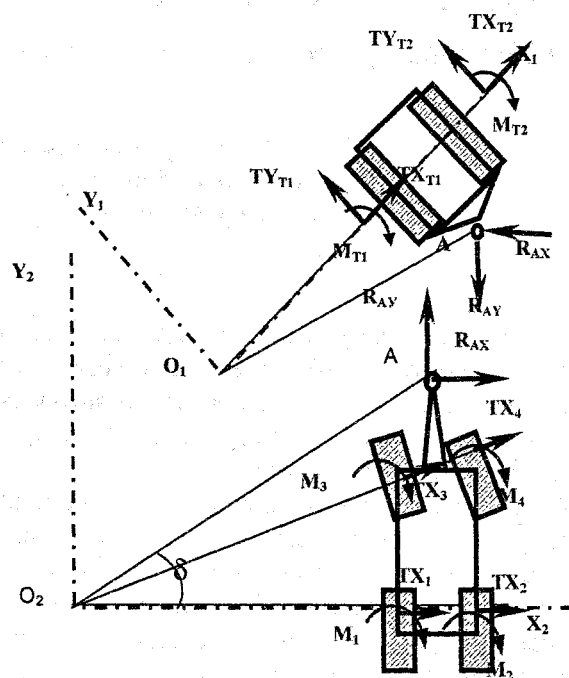


Рис. 2. Схема стационарного поворота автопоезда при его расчленении

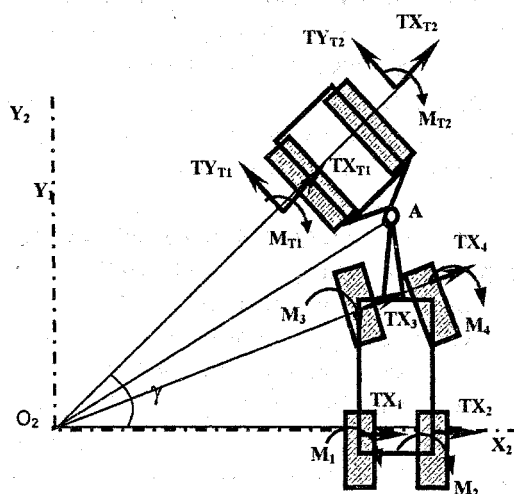


Рис. 3. Схема стационарного поворота автопоезда без его расчленения

равновесия одной из частей автопоезда в форме равенства нулю суммы моментов (относительно шарнира) от сил, действующих на эту часть автопоезда. Полученная система будет содержать $2(n+m)+3$ уравнения и позволяет найти необходимые центры вращения, а с ними все силовые и кинематические факторы, характеризующие движение автопоезда, включая угол складывания.

В рассмотренном выше примере общее число уравнений вместо 21 будет равно 15.

Эффективность второго способа возрастает по мере роста числа прицепов в автопоезде. Так движение автопоезда, состоящего из четырехколесного тягача и трех четырехколесных прицепов, описывается первым способом 55 уравнениями, при использовании второго – 37.

Литература

1. Апанасик В.Г., Бурматов В.А., Костюченко В.И., Позин Б.М., Трояновская И.П. Экспериментальные исследования пассивного поворота гусеничной машины при страгивании // *Материалы XLIII научно-технической конференции ЧГАУ*. – Челябинск: Изд-во ЧГАУ, 2004. Ч. 2. – С. 201–204.
2. Гуськов В.В., Опейко А.Ф. Теория поворота гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с.
3. Казаченко Г.В. Исследование нагруженности колес движителя с бортовой схемой поворота при движении на повороте: *Заключительный отчет*. – Минск: Белорусский государственный политехнический институт, 1977. – 194 с.
4. Мицын Г.П., Позин Б.М., Трояновская И.П. Кинематические соотношения при повороте колесной (гусеничной) транспортной машины // *Техника и технология строительства и эксплуатации автомобильных дорог: Сб. научных трудов МАДИ (ТУ)*. – М., 2000. – С. 83–87.
5. Мицын Г.П., Позин Б.М., Трояновская И.П. Модель стационарного поворота транспортной (тяговой) машины // *Техника и технология строительства и эксплуатации автомобильных дорог: Сб. науч. тр. МАДИ (ТУ)*. – М., 2000. – С. 88–92.
6. Мицын Г.П., Позин Б.М., Трояновская И.П., Уравнения связей для некоторых случаев стационарного поворота транспортной (тяговой) машины // *Вестник Уральского межрегионального отделения академии транспорта РФ*. – Курган: Изд-во КГУ. – 2001. – Вып. 3–4. – С. 274–277.
7. Опейко Ф.А. Колесный и гусеничный ход. – Минск, 1960. – 228 с.
8. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Высшая школа, 1986. – 416 с.
9. Трояновская И.П. Повышение эффективности малогабаритного погрузчика путем улучшения его поворотливости // *Автореферат дис. ... канд. техн. наук*. – Челябинск: Изд-во ЧГАУ, 2002. – 228 с.
10. Трехзвенные автопоезда / Я.Е. Фаробин, А.М. Якобашивили, А.М. Иванов и др. – М.: Машиностроение, 1993. – С. 174.

Контроль, испытания, эксплуатация

УДК 629.76.036.54

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОМ ТВЕРДОТОПЛИВНОМ ГАЗОГЕНЕРАТОРЕ С СОСТАВОМ НА ОСНОВЕ АЗИДА НАТРИЯ

С.Д. Ваулин, Я.Н. Малышева

Рассмотрен низкотемпературный твердотопливный газогенератор с составом на основе азидов натрия. Описана экспериментальная установка. Представлены результаты экспериментов. Приведены результаты обработки экспериментальных данных.

Объектом исследования является низкотемпературный твердотопливный газогенератор (НТГГ) и процессы, происходящие в нем. Данный газогенератор используется для наддува топливных баков. Его отличительной особенностью и преимуществом перед другими типами газогенератора является заряд с составом на основе азидов натрия. При горении такого заряда образуется инертный газ – азот с относительно низкой температурой (800–900 К), что дает возможность прямого наддува баков этим газом, без охлаждения. Схема НТГГ представлена на рис. 1.

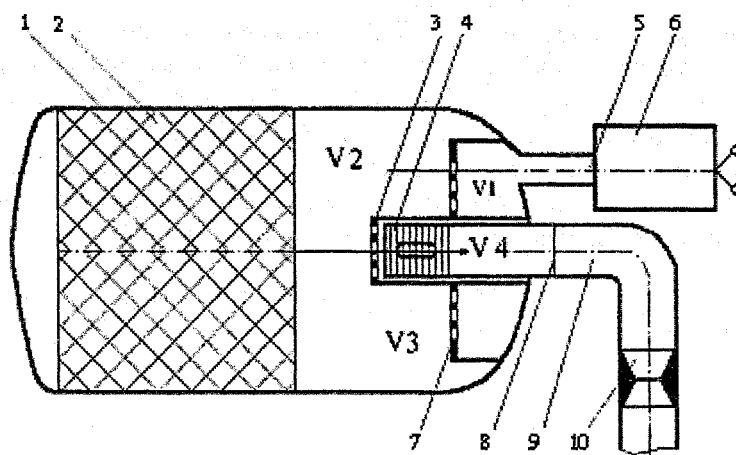


Рис. 1. Схема газогенератора: 1 – корпус ГГ; 2 – заряд азотосодержащего состава; 3 и 7 – раскататели; 4 – фильтр; 5 – подводящий патрубок; 6 – пиропатрон; 8 – мембрана; 9 – трубопровод; 10 – дроссельная шайба

Для отработки НТГГ, исследования происходящих процессов были проведены эксперименты. Упрощенная схема установки [1] представлена на рис. 2. Для испытаний были использованы штатные компоненты топлива АТ и НДМГ. В ходе экспериментов измерялись температуры и давления в газогенераторе (датчики ДД, ДТ1), в трубопроводе (датчики ДД2, ДТ2) и в баке с компонентом топлива (ДД3, ДТ3). В результате получены графики изменения во времени давлений и температур.

В НТГГ, как уже указывалось, находится заряд с составом на основе азидов натрия. При воздействии на этот состав горячих газов воспламенителя происходит разложение азидов натрия на торцевой поверхности заряда, представляющего собой насыпку таблеток, скрепленных специальным клеем. Продукты разложения проходят через дроссельную шайбу 3 (см. рис. 2). Далее газ движется по длинному (более двухсот калибров) не теплоизолированному трубопроводу, в котором в начальный момент времени происходит интенсивный теплообмен горячего газа с холодной

стенкой. Попадая через рассекатель в свободный объем наддуваемого бака, горячий газ расширяется, и его температура снижается.

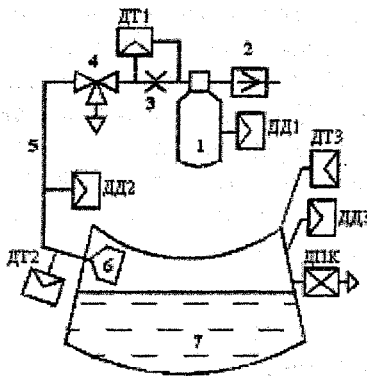


Рис. 2. Упрощенная схема экспериментальной установки системы наддува бака с компонентом топлива: 1 – низкотемпературный газогенератор; 2 – пиропатрон; 3 – дроссельная шайба; 4 – клапан переключения; 5 – трубопровод; 6 – рассекатель; 7 – наддуваемый бак; (ДД1 – датчик измерения давления в газогенераторе, ДТ1 – датчик измерения температуры на выходе из газогенератора; ДД2 – датчик измерения давления на входе в бак; ДТ2 – датчик измерения температуры газов на входе в бак; ДТ3; ДД3 – датчики измерения температуры и давления в баке соответственно; ДПК – дренажно-предохранительный клапан

Результаты эксперимента по давлению представлены на рис. 3. Исследования давления осуществлялись датчиками давления ДДИ-20, ДДИ-21, температуры ТП018-05, ТМ284, ТП110-05, ТМ221-01. Как видно из рис. 3 две кривые экспериментальных значений давления лежат очень близко друг к другу, а один эксперимент имеет несколько более низкие значения по давлению, но это нельзя считать выбросом и нельзя пренебрегать им из-за малого объема выборки.

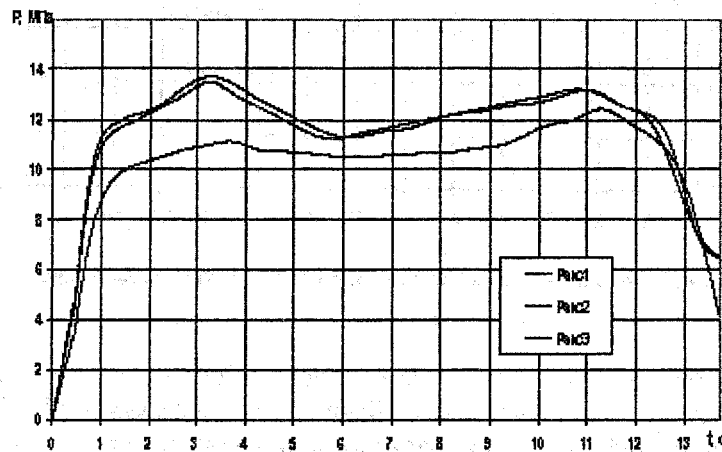


Рис. 3. Экспериментальные значения по давлению (по датчику ДД1)

Рассмотрим характер изменения давления во времени. На первых секундах работы газогенератора идет резкое увеличение давления, вследствие работы пиропатрона. Приблизительно на 0,4 с работы НТГГ рост давления еще более усиливается (увеличивается угол наклона кривой относительно оси времени), что соответствует началу разложения заряда. В первых двух экспериментах (верхние кривые) имеются пики по давлению, в третьем эксперименте пик менее выражен. По-видимому, наличие пика давления связано с возникновением волновых процессов при прорыве (вскрытии) мембраны. Значение верхней кривой в пике на 3,28 с имеет максимальное значение 13,7 МПа, средняя кривая имеет в пике максимум равный 13,5 МПа на 3,25 с, а нижняя кривая имеет значение давления равное 11,136 МПа на 3,6 с. Приблизительно после 1,2 с происходит выход НТГГ на стационарный режим работы, что характеризуется малым изменением давления. После 11,1 секунды начинается спад давления, что связано с догоранием заряда. После 12,5 с происходит резкий спад давления.

Экспериментальные данные по температуре представлены на рис. 4.

Контроль, испытания, эксплуатация

Как и для графиков изменения экспериментальных данных по давлению, для графиков изменения температуры характерно то, что значения двух экспериментов лежат близко друг к другу, а один из экспериментов имеет более низкие значения. Графики изменения температуры не имеют слишком резких подъемов и спадов. Это связано с инерционностью средств измерения температуры. Почти на всем протяжении работы НТГГ (до 13 с) идет плавный рост температуры. До 0,5 с идет незначительный рост температуры до значения 360 К, 367 К для двух верхних графиков и 296 К для нижнего графика – это время работы пиропатрона. Идет интенсивная потеря тепла газом на нагрев стенок, ТЗП и заряда. После 0,5 с начинается более резкий рост температуры, что связано с началом разложения заряда. Примерно после 4 с достигнув температуры 852 К и 850 К (для верхних графиков) и 748 (для нижнего) рост температуры становится совсем незначительным, что характеризуется выходом НТГГ на стационарный режим работы.

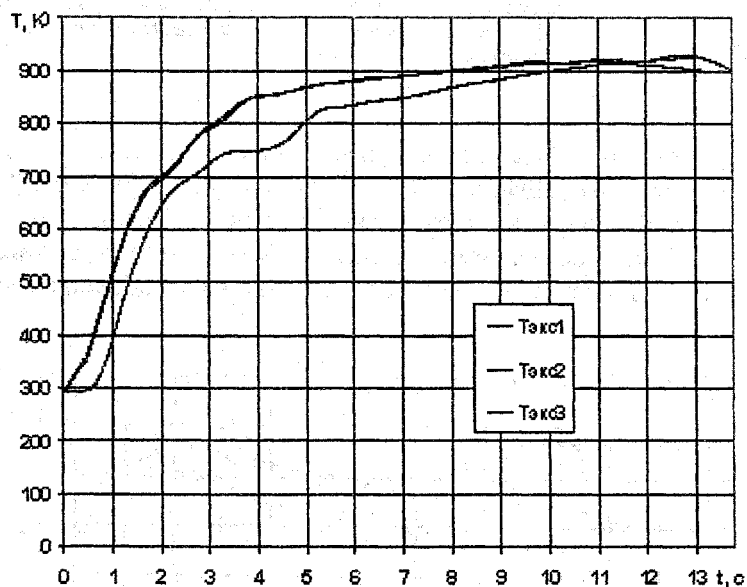


Рис. 4. Экспериментальные значения по температуре (по датчику ДТ1)

При экспериментальном исследовании какого-либо объекта производятся измерения физических величин и получают набор данных, требующий статистической обработки для исключения случайных погрешностей, построения зависимостей на основе найденных в результате обработки оценок неизвестных параметров и определения степени достоверности полученных результатов.

Для проверки соответствия полученных экспериментальных данных нормальному распределению существует множество методов. Задача состоит в том, чтобы выбрать наиболее подходящий для данного случая. Решение этой задачи на практике осложняется тем, что приходится обрабатывать выборки небольшого объема (3 точки в сечении, 30–50 точек во всей выборке). В связи с этим следует рассмотреть методы, которые позволяют получить результат в этих условиях.

Для оперативной оценки гипотезы нормальности распределения можно использовать следующие способы [2]:

при выборке количеством точек менее 120 проверка осуществляется с помощью среднего абсолютного отклонения (САО) по формуле

$$\text{САО} = \frac{\sum |x_i - \bar{x}|}{n},$$

где n – объем выборки; \bar{x} – среднее выборки.

Гипотеза нормальности распределения подтверждается, если

$$\left| \frac{\text{САО}}{S} - 0,7979 \right| < \frac{0,4}{\sqrt{n}},$$

$$\text{где } \bar{S} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}; \quad \bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}.$$

Быстрая проверка гипотезы нормальности распределения для выборки $3 < n < 10000$ осуществляется с помощью размаха варьирования R . Из экспериментальных данных выбираются максимальная и минимальная величины и вычисляется размах варьирования данной выборки

$$R = |x_{\max} - x_{\min}|.$$

Затем вычисляется среднее значение в выборке и среднее квадратичное отклонение (СКО):

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}; \quad S = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}.$$

Гипотеза нормальности распределения подтверждается, если $[R/S]_H < R/S < [R/S]_B$, где нижнее и верхнее граничные значения берутся из таблицы, приведенной в [3, 4] в зависимости от величины выборки n и уровня значимости p : $[R/S]_{H,B} = f(p, n)$.

В случае выборки с $n < 20$ для проверки гипотезы о нормальности распределения предлагается критерий, основанный на сравнении выборочных моментов (третьего и четвертого) с генеральными параметрами [3].

Для этого вычисляются оценки математического ожидания, дисперсии и среднее квадратичное отклонения:

$$m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad \sigma^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - m)^2, \quad \sigma = \sqrt{\sigma^2}.$$

Выборочные коэффициенты эксцесса и асимметрии (третий и четвертый моменты) определяются по формулам

$$\gamma^*_1 = \frac{1}{n\sigma^3} \sum_{i=1}^n (x_i - m)^3; \quad \gamma^*_2 = \frac{1}{n\sigma^4} \sum_{i=1}^n (x_i - m)^4 - 3.$$

Распределения этих оценок сложны и мало изучены, обычно известны дисперсии этих величин

$$\sigma^2(\gamma^*_1) = \frac{6(n-1)}{(n+1)(n+3)}, \quad \sigma^2(\gamma^*_2) = \frac{24(n-2)(n-3)}{(n+1)^2(n+3)(n+5)}.$$

Наблюдаемое распределение можно считать нормальным при

$$|\gamma^*_1| \leq 3\sqrt{\sigma^2(\gamma^*_1)}, \quad |\gamma^*_2| \leq 5\sqrt{\sigma^2(\gamma^*_2)}.$$

Если не соблюдается хотя бы один критерий, то распределение не соответствует нормальному.

Воспользуемся последним методом для проверки гипотезы о нормальности распределения. Критерий $|\gamma^*_1| \leq 3\sqrt{\sigma^2(\gamma^*_1)}$ соблюдается, значит гипотеза нормальности распределения подтвердилась. Следовательно можно воспользоваться классической теорией.

Для обработки групп точек в сечениях необходимо вычислить математические ожидания, дисперсии и среднее квадратичные отклонения для каждой группы экспериментов. Затем для выборок одинакового объема f проводится проверка однородности полученных дисперсий.

Для проверки однородности по критерию Кохрена вычисляется

$$G = \frac{\sigma_{\max}^2}{\sum_{i=1}^l \sigma_j^2},$$

где l – число сечений (локальных выборок).

Число степеней свободы $\nu = f - 1$, объем всей выборки n и принятый уровень значимости дают возможность определить табличную квантиль G_{1-p} .

Так как условие $G < G_{1-p}(n, \nu)$ соблюдается, то расхождения между дисперсиями можно считать случайными и можно провести осреднение дисперсий. После этой процедуры для выборок в сечениях можно строить доверительные интервалы. Для этого нужно задаться доверитель-

Контроль, испытания, эксплуатация

ной вероятностью $\beta = 1 - p$. В общем виде доверительный интервал можно представить в следующем виде:

$$I_{\beta} = m \pm \varepsilon_{\beta}.$$

Соответственно доверительными границами (верхней и нижней) будут

$$m_{\text{В}} = m + \varepsilon_{\beta}, \quad m_{\text{Н}} = m - \varepsilon_{\beta}.$$

Для нормального распределения

$$\varepsilon_{\beta} = k_{\beta} \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = \sigma u_{1-\frac{p}{2}},$$

где $u_{1-\frac{p}{2}}$ – квантиль стандартного нормального распределения, зависящая от уровня значимости p , т. е. в конечном счете от β .

Так как плотность распределения симметрично убывает относительно математического ожидания, можно воспользоваться формулой

$$\varepsilon_{\beta} = \pm 2,96 \frac{\sigma}{\sqrt{n}}.$$

Таким образом, после обработки экспериментальных данных статистическими методами были определены: средний отклик, дисперсия, среднее квадратичное отклонение и доверительный интервал. Результаты статистической обработки экспериментальных данных по давлению и температуре в НТГГ приведены на рис. 5–8.

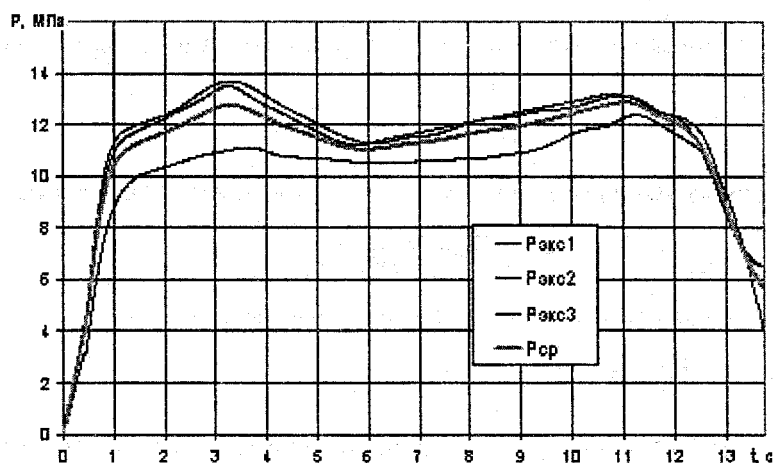


Рис. 5. Изменение давления в НТГГ (среднее арифметическое)

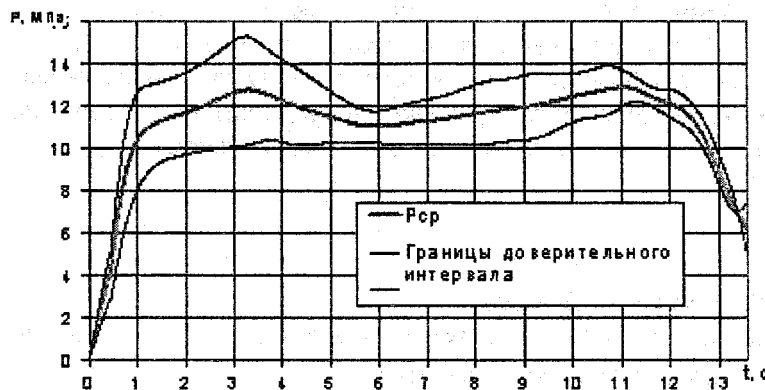


Рис. 6. Изменение давления в НТГГ (среднее арифметическое и доверительные интервалы)

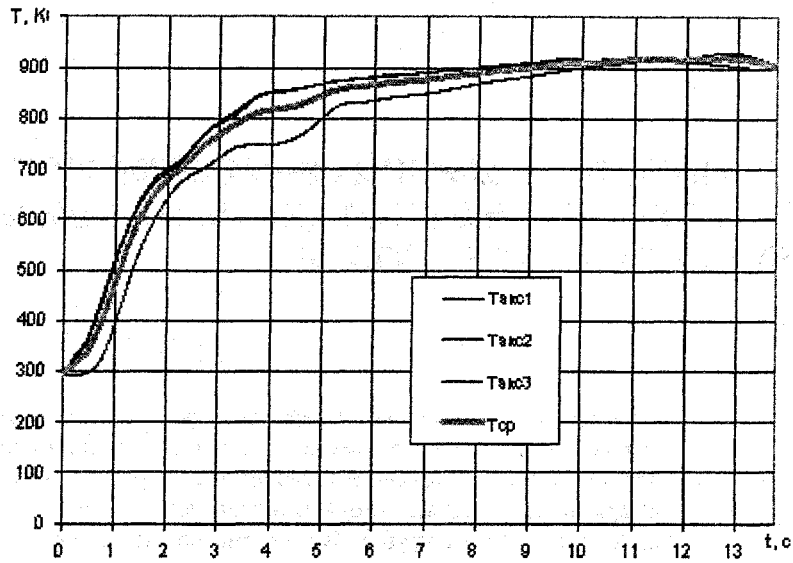


Рис. 7. Изменение температуры в НТГГ (среднее арифметическое)

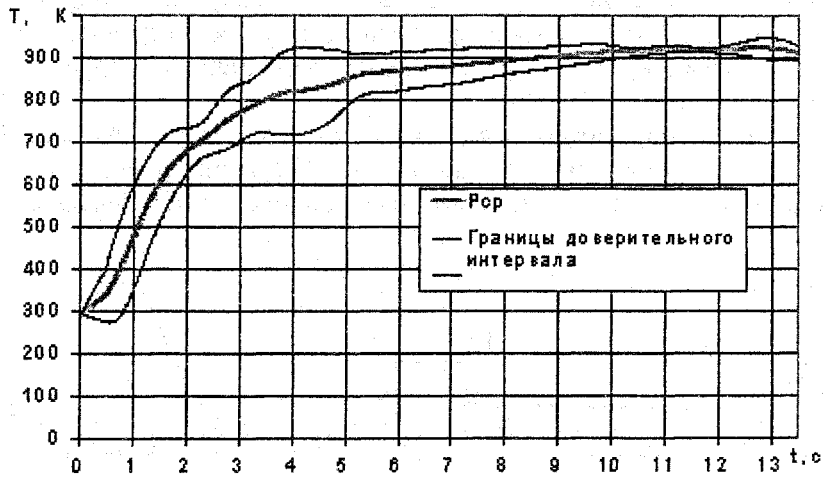


Рис. 8. Изменение температуры в НТГГ (среднее арифметическое и доверительные интервалы)

Литература

1. Низкотемпературные твердотопливные газогенераторы: Методы расчета рабочих процессов, экспериментальные исследования / О.В. Валеева, С.Д. Ваулин, С.Г. Ковин, В.И. Феофилактов. – Миасс: Изд-во ГРЦ «КБ имени академика В.П. Макеева», 1997. – 268 с.
2. Закс Лотар. Статистическое оценивание. – М.: Статистика, 1976. – 218 с.
3. Боровков А.А. Математическая статистика. – М.: Наука, 1984. – 427 с.

УДК 621.941.1

ДИНАМИКА ПРОЦЕССА ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКИ ТРУБ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ СЛЕДЯЩЕЙ СИСТЕМЫ С ЦЕЛЬЮ УМЕНЬШЕНИЯ ИХ РАЗНОСТЕННОСТИ

М.М. Тверской

Рассмотрены силовые воздействия на исполнительное устройство автоматической следящей системы, предназначенной для совмещения центра контролируемого поперечного сечения внутренней поверхности трубы с осью вращения охватывающей многолезцовый головки, обрабатывающей наружную поверхность трубы. Приведено обоснование необходимой жесткости исполнительного устройства.

При производстве специальных труб для обработки их наружной поверхности применяются бесцентровые токарные станки. Поскольку при этом внутренняя поверхность трубы не участвует в ее ориентации (базировании) на станке, то исходная разностенность трубы в результате такой обработки не уменьшается.

На Челябинском трубопрокатном заводе используется модернизированный токарный станок, оснащенный следящей системой, предназначенной для уменьшения разностенности труб. Упрощенная схема обработки с использованием такой системы приведена на рис. 1.

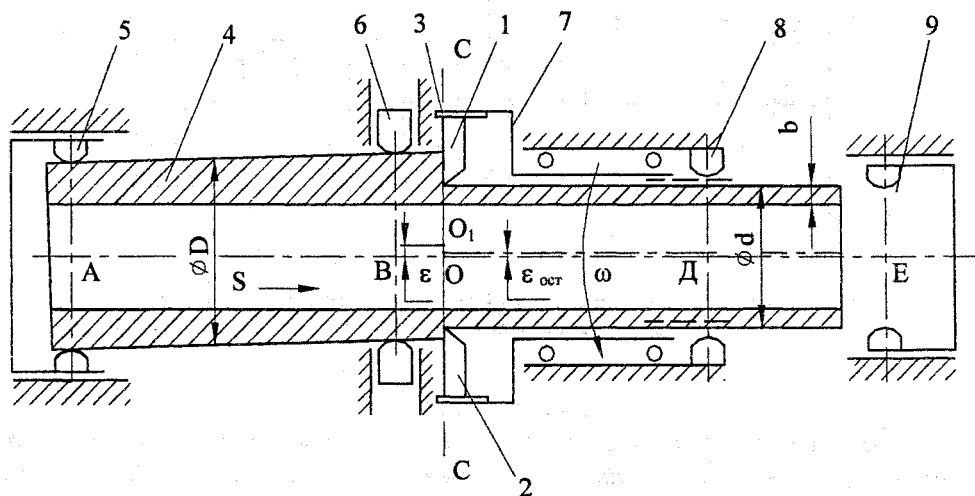


Рис. 1

Невращающаяся труба 4 перемещается со скоростью подачи S сквозь вращающуюся резцовую головку 3, в которой закреплены резцы 1, 2. Подача трубы осуществляется одной или двумя каретками, которые имеют устройства 5 и 9, обеспечивающие зажим трубы по ее концам (в точках А и Е).

С помощью оптико-электронного измерительного устройства следящей системы непрерывно определяется положение центра сечения внутренней поверхности трубы (точки О) плоскостью, в которой находятся траектории вершин резцов. С помощью двухкоординатного исполнительного устройства (люнета) 6 труба перемещается относительно неподвижной (в радиальном направлении) точки А до совпадения точки О с осью вращения шпинделя 7. При приближении точки А к

люнету 6 зажимается передний конец трубы, которая на последующем непродолжительном этапе обработки имеет две неподвижные точки (А и Е). На этом этапе обработки совмещение точки О с осью вращения шпинделя происходит за счет изгиба обрабатываемой трубы люнетом 6. Затем задний захват освобождается, и труба вновь имеет одну неподвижную точку (Е).

При выходе заднего конца трубы из люнета 6 перемещения его подвижной части передаются на обрабатываемую трубу через внутреннюю фаску на ее заднем конце, с которой контактирует наружная фаска на переднем конце следующей трубы.

Имеется два вида возмущений, под влиянием которых точка О смещается в радиальном направлении относительно требуемого положения. Во-первых, это изменение направления и величины «текущего» эксцентриситета $\bar{\epsilon}$ наружной поверхности трубы относительно ее внутренней поверхности при продольном перемещении трубы. Назовем эти возмущения геометрическими. Во-вторых, при удалении эксцентричного припуска возникают и силовые возмущения, обусловленные неуравновешенностью сил резания.

Геометрические возмущения изменяются относительно медленно, поэтому легко компенсируются следящей системой, которая за счет перемещения подвижной части люнета по двум координатам возвращает точку О на ось шпинделя.

Проведем анализ силовых возмущений при обработке трубы двухрезцовой головкой, применяемой в действующем технологическом процессе.

Примем, что резцы выставлены симметрично относительно оси вращения шпинделя, т.е. они настроены на одинаковый радиус, равный $d/2$, а величина подачи на каждом из них равна $s/2$, где s – величина подачи на один оборот шпинделя.

Наружный диаметр трубы перед обработкой равен D . Центр сечения наружной поверхности расположен в точке O_1 на конце вектора $\bar{\epsilon}$ (рис. 2). Текущее угловое положение резца 1 будем определять углом α , отсчитываемым от направления вектора исходного эксцентриситета $\bar{\epsilon}$. Положительным значениям угла α соответствует поворот резца против часовой стрелки.

Глубина резания на первом резце

$$t_1 = \frac{1}{2}(D - d) + \epsilon \cos \alpha = t_0 + \epsilon \cos \alpha, \quad (1)$$

где $t_0 = \frac{1}{2}(D - d)$ – глубина резания при $\epsilon = 0$.

Глубина резания на резце 3, смещением на угол $+180^\circ$ по отношению к первому резцу, составляет

$$t_3 = t_0 + \epsilon \cos(\alpha + 180^\circ) = t_0 - \epsilon \cos \alpha. \quad (2)$$

Разность глубин резания

$$\Delta t_{(1-3)} = t_1 - t_3 = 2\epsilon \cos \alpha. \quad (3)$$

При изменении угла α изменяются и глубина, и сила резания, действующая на трубу со стороны каждого из резцов. Сила резания может быть разложена на три составляющие – тангенциальную P_τ , радиальную P_r и осевую P_z , действующую вдоль оси шпинделя. На рис. 2 показаны две составляющие силы резания на каждом резце, действующие на трубу в рассматриваемой поперечной плоскости – $P_{\tau 1}$ и $P_{\tau 3}$. Сумма двух параллельных осевых составляющих сил резания P_{z1} и P_{z3} определяет основную часть усилия подачи, преодолеваемого гидроприводом подачи левой или правой кареток станка. Две антипараллельные тангенциальные составляющие $P_{\tau 1}$ и $P_{\tau 3}$ определяют момент, преодолеваемый приводом вращения резцовой головки, и неуравновешенную тангенциальную силу

$$\Delta P_{\tau(1-3)} = P_{\tau 1} - P_{\tau 3}. \quad (4)$$

Две радиальные составляющие P_{r1} , P_{r3} сил резания определяют неуравновешенную радиальную силу

$$\Delta P_{r(1-3)} = P_{r1} - P_{r3}. \quad (5)$$

Суммарная поперечная неуравновешенная сила, перпендикулярная оси вращения шпинделя,

$$\Delta P_{(1-3)} = \sqrt{\Delta P_{\tau(1-3)}^2 + \Delta P_{r(1-3)}^2}. \quad (6)$$

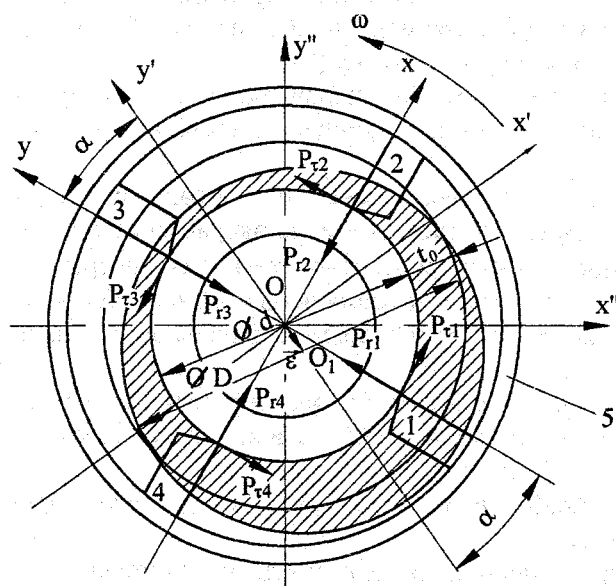


Рис. 2

рис. 2). Ось Oy этой системы направлена от вершины реза 1 к вершине реза 3. Векторы сил $\vec{P}_{ti}, \vec{P}_{ri}$ вместе с режущей головкой вращаются с угловой скоростью ω относительно невращающейся трубы. Свяжем с трубой неподвижную систему координат $Ox'y'$, ось Oy' которой направим противоположно вектору $\vec{\epsilon}$. Тогда подвижная система координат Oxy , связанная с режущей головкой, окажется повернутой на угол $+\alpha$ относительно системы координат $Ox'y'$, связанной с трубой. Для нахождения сумм проекций всех сил на оси Ox' и Oy' составим табл. 1.

Таблица 1

Ось	Сила	Угол φ между силой и осью	$\cos \varphi$	Проекция силы на ось
Ox'	P_{t1}	α	$+\cos \alpha$	$+P_{t1} \cos \alpha$
	P_{r1}	$\alpha + 90^\circ$	$-\sin \alpha$	$-P_{r1} \sin \alpha$
	P_{t3}	$\alpha + 180^\circ$	$-\cos \alpha$	$-P_{t3} \cos \alpha$
	P_{r3}	$\alpha + 270^\circ$	$+\sin \alpha$	$+P_{r3} \sin \alpha$
Oy'	P_{t1}	$\alpha - 90^\circ$	$+\sin \alpha$	$+P_{t1} \sin \alpha$
	P_{r1}	α	$+\cos \alpha$	$+P_{r1} \cos \alpha$
	P_{t3}	$\alpha + 90^\circ$	$-\sin \alpha$	$-P_{t3} \sin \alpha$
	P_{r3}	$\alpha + 180^\circ$	$-\cos \alpha$	$-P_{r3} \cos \alpha$

После этого найдем выражения сумм проекций:

$$\begin{aligned} \sum P_x &= (P_{t1} - P_{t3}) \cos \alpha - (P_{r1} - P_{r3}) \sin \alpha; \\ \sum P_y &= (P_{t1} - P_{t3}) \sin \alpha - (P_{r1} - P_{r3}) \cos \alpha. \end{aligned} \quad (9)$$

С учетом выражений (7) и (8) запишем:

$$\sum P_x = 2k_r \epsilon \cos^2 \alpha - 2k_t \epsilon \sin \alpha \cos \alpha; \quad (10)$$

$$\sum P_y = 2k_t \epsilon \sin \alpha \cos \alpha + 2k_r \epsilon \cos^2 \alpha. \quad (11)$$

Используя тригонометрические соотношения для синуса и косинуса двойного угла, получаем

$$\sum P_x = k_r \epsilon (1 + \cos 2\alpha) - k_t \epsilon \sin 2\alpha; \quad (10a)$$

$$\sum P_y = k_t \epsilon \sin 2\alpha + k_r \epsilon (1 + \cos 2\alpha). \quad (11a)$$

Учитывая, что $\alpha = \omega t$, окончательно имеем:

Принимая в первом приближении, что между глубиной резания и составляющими силы резания имеют место линейные зависимости, получаем:

$$\begin{aligned} P_{t1} &= k_t t_1 = k_t (t_0 + \epsilon \cos \alpha); \\ P_{r1} &= k_r t_1 = k_r (t_0 + \epsilon \cos \alpha); \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} P_{t3} &= k_t t_3 = k_t (t_0 - \epsilon \cos \alpha); \\ P_{r3} &= k_r t_3 = k_r (t_0 - \epsilon \cos \alpha), \end{aligned} \quad (8)$$

где k_t, k_r – коэффициенты пропорциональности, зависящие от конкретных условий обработки.

При этом предполагается, что $t_0 \geq \epsilon$, т.е. резы находятся в постоянном контакте с обрабатываемой трубой. Соотношения (7), (8) описывают изменение модулей векторов сил $\vec{P}_{ti}, \vec{P}_{ri}$ в зависимости углового положения режущей головки относительно вектора эксцентриситета трубы $\vec{\epsilon}$. Эти векторы имеют постоянное направление в системе координат Oxy , связанной с режущей головкой (см.

$$\sum P_{y'} = k_r \varepsilon + k \varepsilon \sin(2\omega t + \varphi_{x'}); \quad (12)$$

$$\sum P_{y'} = k_r \varepsilon + k \varepsilon \sin(2\omega t + \varphi_{y'}), \quad (13)$$

где t – время; $k = \sqrt{k_t^2 + k_r^2}$;

$$\cos\varphi_{x'} = -\frac{k_r}{k}; \quad \sin\varphi_{y'} = \frac{k_r}{k}. \quad (14)$$

Из соотношений (14) получаем

$$\cos\varphi_{x'} = -\sin\varphi_{y'},$$

откуда вытекает, что

$$\varphi_{x'} = 90^\circ + \varphi_{y'}. \quad (15)$$

Из соотношений (12), (13), (15) следует, что при обработке двухрезцовой головкой проекции суммарной поперечной силы на неподвижные оси координат содержат как постоянные составляющие ($k_r \varepsilon$ и $k \varepsilon$), так и переменные составляющие, изменяющиеся по гармоническому закону с удвоенной угловой частотой 2ω . Если учесть, что $\omega = (60 \dots 90)$ об/мин, то частота изменения проекций составляет (2...3) Гц. При этом гармоническое колебание проекции неуравновешенной поперечной силы на ось Ox' опережает по фазе колебание ее проекции на ось Oy' на 90° . Это объясняется тем, что все составляющие векторы сил вращаются против часовой стрелки, т.е. от оси Ox' к оси Oy' .

Проекции неуравновешенной поперечной силы на оси другой неподвижной системы координат $Ox''y''$, связанной с люнетом следящей системы, будут отличаться фазами колебаний. Их амплитуда и частота будут такими же, как в выражениях (12), (13).

Для наглядной иллюстрации полученного результата рассмотрим изменение только радиальных сил резания P_{r1} и P_{r3} . Эти силы, согласно выражениям (7), (8), имеют постоянные ($k_r t_0$) и переменные составляющие. Последние изменяются по закону гармонических колебаний с угловой частотой ω (поскольку $\alpha = \omega t$), амплитудой $k_r \varepsilon$ и с относительным смещением по фазе на 180° . Графики изменения сил P_{r1} и P_{r3} показаны на рис. 3, а. Графики изменения проекций этих сил на ось Oy' (рис. 3, б) получаем, умножая значения силы P_{r1} на $\cos \alpha$, а значения силы P_{r3} – на $\cos(\alpha + 180^\circ) = -\cos \alpha$, что соответствует последнему столбцу табл. 1. Суммируя полученные графики, получаем суммарную проекцию рассматриваемых сил на ось Oy' . Из рис. 3, б видно, что суммарная проекция имеет постоянную составляющую $k_r \varepsilon$ и гармоническую составляющую $k_r \varepsilon \cos 2\alpha$, что полностью соответствует выражению (11а) при $k_t = 0$, поскольку тангенциальные составляющие P_{t1} и P_{t3} сил резания здесь не рассматриваются.

Физический смысл изменения суммарной проекции сил P_{r1} и P_{r3} с удвоенной угловой частотой 2ω можно пояснить следующим. Максимум суммарной проекции сил P_{r1} и P_{r3} имеют место при таком положении резцов, когда один из них удаляет максимальный припуск, а другой – минимальный. Такое положение резцов имеет место дважды за один оборот резцовой головки, вращающейся с угловой скоростью ω . Следовательно, период колебаний суммарной проекции рассматриваемых сил равен $T = \frac{\pi}{\omega}$, а угловая частота $\omega' = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi}{\pi} \omega = 2\omega$.

Силовые воздействия, описываемые выражениями (12), (13), смещают подвижную часть люнета от требуемого положения. При этом по каждой из двух координат возникает рассогласование (ошибка), которая должна устраняться следящей системой за счет добавочного смещения подвижной части люнета навстречу действующей силе.

Для исключения дополнительных математических преобразований примем, что направление вектора эксцентриситета трубы $\vec{\varepsilon}$ постоянно и совпадает с отрицательным направлением оси Oy'' люнета. Тогда выражения (12), (13) будут описывать изменение силовых воздействий вдоль координатных осей люнета.

Пределы изменения этих воздействий составляют

$$k_r \varepsilon \pm \varepsilon \sqrt{k_t^2 + k_r^2}; \quad k_r \varepsilon \pm \varepsilon \sqrt{k_t^2 + k_r^2}. \quad (16)$$

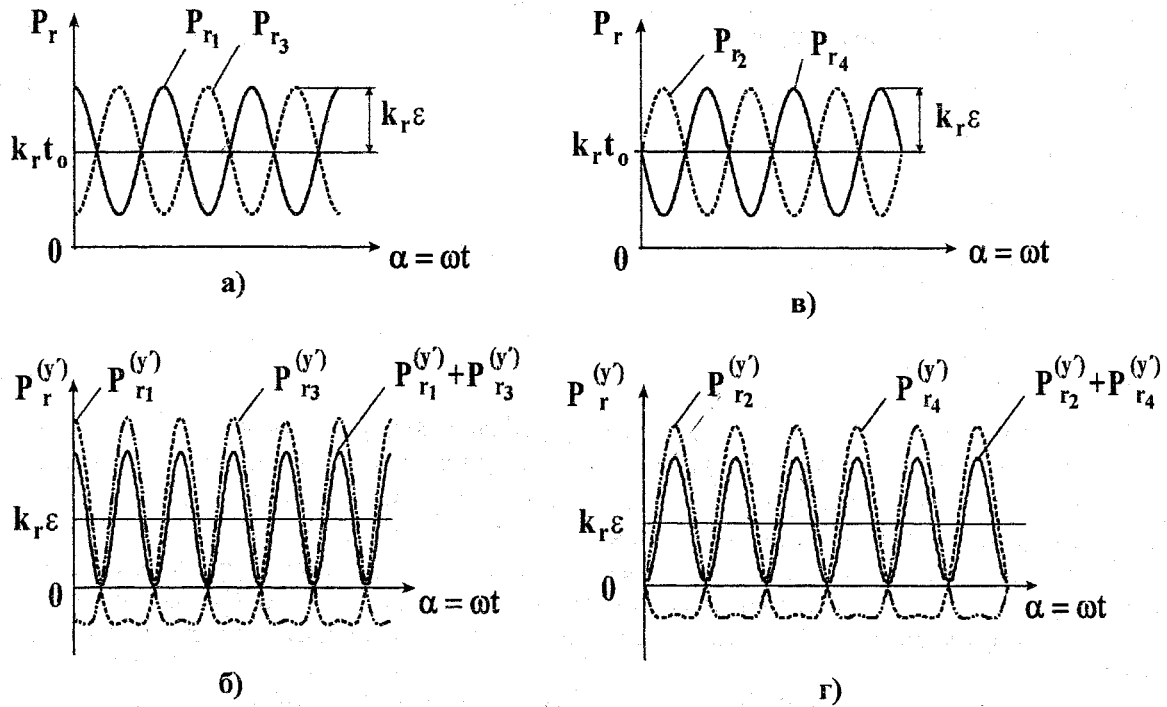


Рис. 3

Учитывая большие массы перемещаемых узлов, упругости и инерционное запаздывание в следящей системе, следует ожидать, что эта система будет реагировать на средние (за период своего изменения, т.е. за половину оборота резцовой головки) значения силовых воздействий, составляющие соответственно $k_r \epsilon$ и $k_r \epsilon$. Эти значения будут медленно изменяться в соответствии с реальными изменениями величины и направления эксцентриситета ϵ . Быстро изменяющиеся гармонические составляющие силовых воздействий, имеющие, согласно (16), амплитуду, превышающую их средние значения, будут «отфильтровываться» следящей системой, поскольку она не способна строго в противофазе с воздействиями (12), (13) изменять положение трубы по каждой координате с частотой (2...3) Гц.

Это обстоятельство в сочетании с конечной жесткостью механической части следящей системы (см. ниже) приводит к неполному устранению исходного эксцентриситета $\bar{\epsilon}$ и появлению разностенности у трубы, обработанной двухрезцовой головкой с использованием следящей системы.

Рассмотрим обработку четырехрезцовой головкой (см. рис. 2). Для сохранения прежнего значения подачи, приходящейся на один резец, увеличим подачу s на один оборот резцовой головки в два раза. В этом случае значения коэффициентов k_r и k_r не изменятся. Глубина резания на первом и третьем резцах по-прежнему определяется соотношениями (1), (2). Глубина резания на втором и четвертом резцах:

$$\begin{aligned} t_2 &= t_0 + \epsilon \cos(\alpha + 90^\circ) = t_0 - \epsilon \sin \alpha; \\ t_4 &= t_0 + \epsilon \cos(\alpha + 270^\circ) = t_0 + \epsilon \sin \alpha. \end{aligned} \quad (17)$$

Силы резания на первом и третьем резцах определяются зависимостями (7), (8). Силы резания на втором и четвертом резцах можно определить, умножив правые части выражения (17) на коэффициенты k_r и k_r :

$$P_{r2} = k_r(t_0 - \epsilon \sin \alpha); \quad P_{r3} = k_r(t_0 - \epsilon \sin \alpha); \quad (18)$$

$$P_{r4} = k_r(t_0 + \epsilon \sin \alpha); \quad P_{r1} = k_r(t_0 + \epsilon \sin \alpha). \quad (19)$$

Для нахождения проекций этих сил на оси координат $Ox'y'$ составим табл. 2.

Сумма проекций сил на втором и четвертом резцах на оси Ox' и Oy' :

$$\Sigma'P_{x'} = (P_{r4} - P_{r2}) \sin \alpha + (P_{r4} - P_{r2}) \cos \alpha; \quad (20)$$

$$\Sigma'P_{y'} = -(P_{r4} - P_{r2}) \cos \alpha + (P_{r4} - P_{r2}) \sin \alpha. \quad (21)$$

С учетом выражений (18), (19) запишем:

$$\Sigma'P_x = 2k_r \varepsilon \sin^2 \alpha + 2k_r \varepsilon \cos \alpha \sin \alpha; \tag{22}$$

$$\Sigma'P_y = -2 k_r \varepsilon \cos \alpha \sin \alpha + 2k_r \varepsilon \sin^2 \alpha. \tag{23}$$

Суммируя правые части выражений (10) и (22), находим суммарную проекцию четырех сил резания на ось Ox' :

$$\sum_{i=1}^4 P_{x_i} = 2k_r \varepsilon (\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha) = 2k_r \varepsilon = \text{const}. \tag{24}$$

Суммируя правые части выражений (11) и (23), находим суммарную проекцию четырех сил резания на ось Oy' :

$$\sum_{i=1}^4 P_{y_i} = 2k_r \varepsilon \cdot (\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha) = 2k_r \varepsilon = \text{const}. \tag{25}$$

Получен весьма важный результат, состоящий в том, что суммарные проекции сил резания на оси неподвижной системы координат $Ox'y'$, связанной с трубой, не изменяются при повороте четырехрезцовой головки.

Для наглядной иллюстрации полученного результата примем, как и ранее для двухрезцовой головки, $k_r = 0$, т.е. будем рассматривать только радиальные составляющие сил резания. К двум силам P_{r1} и P_{r3} , изменения которых показаны на рис. 3 а, добавятся еще две силы P_{r2} и P_{r4} , изменения которых показаны на рис. 3 в. Силы P_{r2} и P_{r4} изменяются также в противофазе, но их колебания смещены по фазе относительно колебаний сил P_{r1} и P_{r3} на 90° . Это следует из того факта, что величина P_{r1} изменяется по закону косинуса (см. выражение (7)), а величина P_{r4} – по закону синуса (см. (19)).

Для нахождения проекций сил P_{r2} и P_{r4} на ось Oy' умножаем каждое значение силы P_{r2} на $-\sin \alpha$, а значения силы P_{r4} – на $+\sin \alpha$, что следует из табл. 2. На рис. 3 г показаны графики изменения проекций сил P_{r2} и P_{r4} на ось Oy' . Сумма этих проекций также изменяется по закону гармонических колебаний с угловой частотой 2ω и амплитудой $k_r \varepsilon$. Среднее значение суммы проекций также равно $k_r \varepsilon$. Сопоставляя графики на рис.3 б и 3 г, видим, что суммарные проекции сил $(P_{r1}+P_{r3})$ и сил $(P_{r2}+P_{r4})$ изменяются в противофазе. Поэтому при их суммировании периодические составляющие взаимно уничтожаются, а одинаковые средние значения $k_r \varepsilon$ суммируются, что соответствует правой части выражения (25).

Таблица 2

Ось	Сила	Угол φ между силой и осью	$\cos \varphi$	Проекция силы на ось
Ox'	P_{r2}	$\alpha + 90^\circ$	$-\sin \alpha$	$-P_{r2} \sin \alpha$
	P_{r2}	$\alpha + 180^\circ$	$-\cos \alpha$	$-P_{r2} \cos \alpha$
	P_{r4}	$\alpha + 270^\circ$	$+\sin \alpha$	$+P_{r4} \sin \alpha$
	P_{r4}	α	$+\cos \alpha$	$+P_{r4} \cos \alpha$
Oy'	P_{r2}	α	$+\cos \alpha$	$+P_{r2} \cos \alpha$
	P_{r2}	$\alpha + 90^\circ$	$-\sin \alpha$	$-P_{r2} \sin \alpha$
	P_{r4}	$\alpha + 180^\circ$	$-\cos \alpha$	$-P_{r4} \cos \alpha$
	P_{r4}	$\alpha + 270^\circ$	$+\sin \alpha$	$+P_{r4} \sin \alpha$

Еще один важный результат состоит в том, что проекции четырех тангенциальных сил P_{ti} , $i = 1, 2, 3, 4$ на ось Oy' взаимно уничтожаются. Именно это позволило при иллюстрации изменения проекций четырех сил резания на ось Oy' (см. рис. 3) не учитывать их составляющие P_{ti} . Аналогично взаимно уничтожаются проекции четырех радиальных сил P_{ri} на ось Ox' . Это следует из выражений (24) и (25).

Суммарная неуравновешенная поперечная сила определяется геометрическим суммированием ее проекций:

$$\Delta P = 2\varepsilon \sqrt{k_r^2 + k_t^2} = 2k\varepsilon = \text{const}. \tag{26}$$

Угол между осью Ox' и этой силой

$$\varphi = \arcsin \frac{k_r}{\sqrt{k_t^2 + k_r^2}}.$$

Радиальная составляющая неуравновешенной поперечной силы ΔP_r направлена навстречу вектору эксцентриситета трубы $\vec{\epsilon}$, а направление тангенциальной составляющей ΔP_t совпадает с направлением линейной скорости реза относительно трубы при удалении максимального припуска.

Угловая ориентация этой силы в другой неподвижной системе координат $Ox''y''$, связанной с люнетом следящей системы, зависит от текущей ориентации вектора эксцентриситета трубы $\vec{\epsilon}$ в этой системе координат. В приведенном выше доказательстве принято, что условия резания для всех резцов одинаковы за исключением глубины резания. В этом случае при удалении эксцентричного припуска четырехрезцовой головкой на трубу, а следовательно и на люнет, действует сила, имеющая постоянную величину и постоянное направление, зависящие от величины и направления эксцентриситета $\vec{\epsilon}$.

Это обстоятельство является весьма важным преимуществом обработки четырехрезцовой головкой по сравнению с обработкой двухрезцовой головкой. Несмотря на некоторое усложнение настройки четырехрезцовой головки ее следует рекомендовать при использовании следящей системы, поскольку отсутствие (или малая амплитуда) гармонических силовых возмущений на приводы люнета существенно облегчают работу следящей системы. Эта система должна будет реагировать на силовые возмущающие воздействия, изменяющиеся (относительно медленно) при изменении величины и направления исходного эксцентриситета ϵ вдоль оси трубы, что позволит уменьшить величину остаточного эксцентриситета у обработанной трубы.

Далее приведем обоснование требований к жесткости управляемого люнета следящей системы. Люнет является двухкоординатным исполнительным устройством следящей системы. За счет смещений его подвижной части осуществляется совмещение центра того поперечного сечения внутренней поверхности трубы, в котором расположено окно измерительной маски, с осью вращения шпинделя. Вершины резцов, расположенные в этой же плоскости, описывают окружности, концентричные сечениям внутренней поверхности.

Как было показано выше, при обработке трубы с эксцентрично расположенными наружной и внутренней поверхностями возникает неуравновешенная поперечная сила резания. При обработке двухрезцовой головкой проекции этой силы на оси координат люнета изменяются относительно своих средних значений по закону гармонических колебаний с угловой частотой, вдвое превышающей угловую частоту вращения резцовой головки.

Следящая система (в силу указанных ранее причин) не может осуществлять встречное движение люнета по каждой координате с такой частотой для компенсации гармонической составляющей силовых возмущений. Она будет реагировать на «геометрические» возмущения, вызываемые изменениями величины и направления эксцентриситета по длине трубы, а также на средние значения силовых возмущений, дополнительно смещая подвижную часть люнета для компенсации его упругих деформаций, возникающих под действием средних значений проекций неуравновешенной поперечной силы. Некомпенсируемые гармонические составляющие силовых возмущений будут вызывать переменные упругие деформации в технологической системе, следствием чего будет появление остаточного эксцентриситета у обработанной трубы.

Суммарная жесткость технологической системы при этом должна быть такой, чтобы остаточный эксцентриситет трубы не превосходил допустимый предел. Люнет входит в упругую технологическую систему, являясь в ней наименее жестким звеном. Ниже приводится методика приближенной оценки необходимой жесткости люнета, основанная на изложенных представлениях о работе следящей системы.

Рассмотрим обработку двухрезцовой головкой. Согласно рис. 2 и формулам (1), (2) номинальные значения глубин резания на первом и третьем резах соответственно равны:

$$\begin{aligned} t_1 &= t_0 + \epsilon \cos \alpha; \\ t_3 &= t_0 - \epsilon \cos \alpha. \end{aligned} \tag{27}$$

Фактические значения глубин резания:

$$\begin{aligned} t_{\phi 1} &= t_1 - u; \\ t_{\phi 3} &= t_3 + u, \end{aligned} \quad (28)$$

где u – суммарная величина упругой деформации в технологической системе, приведенная ко взаимному смещению трубы и резцовой головки в радиальном (по отношению к трубе) направлении.

Будем считать, что деформации в радиальном направлении происходят под действием только радиальных составляющих сил резания. В действительности эти деформации являются результатом действия всех трех составляющих сил резания, однако влияние осевых и тангенциальных составляющих на величину радиального смещения u относительно невелико, и здесь это влияние можно не учитывать. В этом случае

$$u = j^{-1} (P_{r1} - P_{r3}), \quad (29)$$

где j – суммарная жесткость технологической системы в радиальном направлении.

Примем, как и ранее, что радиальные составляющие сил резания пропорциональны фактической глубине резания:

$$P_{ri} = k_r t_{\phi i}, \quad i = 1; 3. \quad (30)$$

Решая систему уравнений (27)–(30), получаем

$$u = \frac{2k_r}{2k_r + j} \varepsilon \cos \alpha. \quad (31)$$

Зависимость (31) показывает, как будет изменяться величина упругого смещения трубы относительно резцовой головки вдоль прямой, соединяющей вершины резцов 1 и 3 (см. рис. 2).

Поскольку указанная прямая вращается вместе с резцовой головкой с угловой скоростью ω , то, как показано ранее, проекции этого смещения на оси координат люнета будут изменяться с угловой частотой 2ω .

Считаем, что оба резца настроены на радиус $d/2$. Их совместное радиальное смещение относительно обрабатываемой трубы на величину u , изменяющуюся по гармоническому закону (31), приводит к появлению остаточного эксцентриситета поверхностей трубы

$$\varepsilon_{\text{ост}} = u_{\text{max}} = \frac{2k_r \varepsilon}{2k_r + j}. \quad (32)$$

Отношение

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\text{ост}}} = 1 + \frac{j}{2k_r} \quad (33)$$

показывает, во сколько раз уменьшается исходный эксцентриситет трубы в результате ее обработки двухрезцовой головкой при использовании следящей системы. Напомним, что согласно принятому выше условию следящая система не реагирует на гармонические смещения (с угловой частотой 2ω) центра измеряемого сечения внутренней поверхности трубы по каждой из двух координат.

Рассмотрим, какова должна быть жесткость технологической системы, чтобы она была способна обеспечивать требуемое уменьшение исходного эксцентриситета.

Примем, что максимальный остаточный эксцентриситет не должен превышать 0,1 от максимального исходного, т.е. $\varepsilon/\varepsilon_{\text{ост}} = 10$. Из соотношения (33) имеем

$$j \geq 18 k_r. \quad (34)$$

Суммарная податливость технологической системы определяется соотношением

$$\frac{1}{j} = \frac{1}{j_l} + \frac{1}{j_c}, \quad (35)$$

где j_l – жесткость люнета; j_c – жесткость станка, приведенная к резцовой головке.

Согласно ориентировочной оценке $j_c = 54\,000$ Н/мм. Тогда

$$\frac{1}{j_l} = \frac{1}{j} - \frac{1}{54\,000}. \quad (36)$$

При обработке с параметрами режима резания, соответствующими действующему технологическому процессу, $k_r \geq 750$ Н/мм. Из соотношения (34) имеем $j \geq 13\,500$ Н/мм, а из соотношения (36) следует, что

$$j_l \geq 18\,000 \text{ Н/мм.} \quad (37)$$

Существующий люнет имеет жесткость не более 10 000 Н/мм, т.е. примерно вдвое меньше требуемой.

Вернемся к соотношению (35). При $j_l = 10\,000 \text{ Н/мм}$, $j_c = 54\,000 \text{ Н/мм}$ имеем $j = 8437,5 \text{ Н/мм}$. Тогда из соотношения (33) получаем

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\text{ост}}} = 6,625. \quad (38)$$

Таким образом, при имеющейся жесткости люнета исходный эксцентриситет обрабатываемой трубы может быть уменьшен примерно в 6,6 раза. При этом следует иметь в виду, что этот вывод сделан в предположении, что следящая система выводит центр измеряемого сечения строго на ось вращения шпинделя и не реагирует на гармонические составляющие силовых возмущений. Если учесть реальные характеристики следящей системы, то отношение $\varepsilon/\varepsilon_{\text{ост}}$ будет существенно меньше 6,6.

Величину отношения $\varepsilon/\varepsilon_{\text{ост}}$ можно увеличить (за счет уменьшения $\varepsilon_{\text{ост}}$) путем снижения скорости подачи трубы – уменьшением коэффициента k_r в выражении (33). Однако при этом снижается производительность обработки. Кроме того, при уменьшении подачи, например, в два раза величина k_r уменьшится только в 1,5 раза, поскольку в коэффициент k_r величина подачи в степени $\approx 0,6$ входит в качестве сомножителя. При принятом в выражении (38) значении суммарной жесткости отношение $\varepsilon/\varepsilon_{\text{ост}} = 9,4375$, т. е. увеличится примерно в 1,425 раза.

Намного более эффективным способом уменьшения остаточного эксцентриситета трубы является применение четырехрезцовой головки вместо двухрезцовой. Как показано ранее, при этом гармонические составляющие силового возмущающего воздействия на люнет по каждой координате теоретически отсутствуют. Реально такие составляющие полностью не устраняются, но их амплитуды будут существенно меньше, чем при обработке двухрезцовой головкой. Это позволит при существующей жесткости люнета и соответствующей настройке следящей системы существенно уменьшить величину остаточного эксцентриситета труб.

Сведения об авторах

Баранов Павел Николаевич. Инженер, ассистент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания.

Pawel N. Baranov. Engineer, assistant of Internal-Combustion Engines department of South Ural State University. The area of scientific – working procedure of internal combustion engine.

Бурцев Сергей Арсеньевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Летательные аппараты» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – нелинейные задачи деформирования конструкций.

Sergej A. Burcev. The candidate of engineering science, senior lecturer of «Flying Devices» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – geometrically nonlinear tasks deformation.

Ваулин Сергей Дмитриевич. Доктор технических наук, профессор, член-корреспондент Российской академии ракетных и артиллерийских наук, заведующий кафедрой «Двигатели летательных аппаратов» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – исследование физических процессов, происходящих в ракетных двигателях и их элементах.

Sergey D. Vaulin. Doctor of engineering science, the professor, corresponding member of the Russian academy of rocket and artillery sciences, the head of «Engines of flying devices» department of the South-Urals State University. The area of scientific interests – research of the physical processes occurring in rocket engines and them elements.

Волошина Ирина Анатольевна. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Летательные аппараты» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – геометрически нелинейные задачи деформирования.

Irina A. Voloschina. The candidate of engineering science, senior lecturer of «Flying Devices» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – geometrically nonlinear tasks deformation.

Держанский Виктор Борисович. Доктор технических наук, профессор кафедры гусеничных машин Курганского государственного университета. Область научных интересов – динамика управляемого движения транспортной машины.

Victor B. Derginsky. Doctor of engineering science, professor of caterpillar machines chair of Kurgan State University. The area of scientific interests – dynamic of processes in hydromechanical transmission of the transport machine at switching transfers; high-speed caterpillar machine's mobility and controllability.

Егоров Владимир Владимирович. Кандидат технических наук, заместитель главного конструктора ГСКБ «Трансдизель» Челябинского тракторного завода. Область научных интересов – рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания.

Vladimir V. Egorov. The candidate of engineering science, deputy chief designer of GSKB «Transdiesel» of Chelyabinsk Tractor Plant. The area of scientific interests – working procedure of internal combustion engine.

Захезин Альберт Михайлович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Теоретическая механика» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – вибродиагностика, виброзащита машин зданий и сооружений.

Albert M. Zachezin. Candidate of engineering science, senior lecturer «Theoretic mechanics» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – diagnostic of vibration, vibrating protection of machines, buildings and constructions.

Сведения об авторах

Иванов Дмитрий Юрьевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – вибродиагностика машин, динамика подшипников.

Dmitriy U. Ivanov. Candidate of engineering science, senior lecturer of «Motor transport» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – diagnostic of vibration for machines, dynamics of bearings.

Ильина Елена Валерьевна. Аспирант кафедры «Летательные аппараты» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – нелинейные задачи деформирования конструкций.

Elena V. Iina. The post-graduate student of «Flying Devices» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – geometrically nonlinear tasks deformation.

Кавьяров Сергей Иванович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», декан факультета переподготовки специалистов Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – дизельная топливная аппаратура, процессы впрыскивания и сгорания топлива, защита дизелей от аварийных ситуаций.

Sergei J. Kav'yarov. Candidate of engineering science, senior lecturer of «Internal Combustion Engines» department, dean of specialists re-training department of the South Ural State University. The area of scientific interests – fuel equipment for Diesel engine, fuel injection and burning processes, accident protection of Diesel engines.

Кондаков Сергей Владимирович. Кандидат технических наук, профессор кафедры «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – подвижность и управляемость быстроходных гусеничных машин.

Sergey V. Kondakov. Candidate of engineering science, professor of «Special and Road Building Machines» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – high-speed caterpillar machine's mobility and controllability.

Костюченко Валерий Иванович. Кандидат технических наук, начальник испытательного центра Челябинского тракторного завода, профессор кафедры «Автомобили» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – исследования рабочих процессов промышленных тракторов, оптимизация параметров тракторов и их тяговых характеристик.

Valery I. Kostuchenko. Candidate of engineering science, chief of the test center of the Chelyabinsk Tractor Plant, professor of «Automobiles» department of the South Urals State University. Area of scientific interests – investigation of industrial tractor operating processes, optimization of tractor parameters and drawbar pull characteristics.

Мальшева Яна Николаевна. Младший научный сотрудник кафедры «Двигатели летательных аппаратов» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – изучение процессов, происходящих в низкотемпературных твердотопливных газогенераторах.

Jana N. Malisheva. The junior scientific officer of «Engines of flying devices» department of the South Urals State University. The area of scientific interests – studying of the processes occurring in the solid fuel gas produce.

Махнович Сергей Васильевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Летательные аппараты» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – нелинейные задачи деформирования конструкций.

Sergej V. Maxnovich. The candidate of engineering science, senior lecturer of «Flying Devices» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – geometrically nonlinear tasks deformation.

Нарадовый Дмитрий Иванович. Инженер-механик, директор «УралНИИС НАТИ». Область научных интересов – теория трактора, дорожно-строительных машин и методы их испытаний.

Dmitriy I. Naradoviy. Mechanical Engineer. Director of «Research and Testing Station of the Urals Tractor Institute». The area of scientific interests – theory of tractors, road construction machines and their testing methods.

Некрасов Сергей Геннадьевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Информационно измерительная техника» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – ультразвуковая техника и связанные с ней вопросы виброреологии, численные расчеты на основе конечно-разностных и конечно-элементных методов в задачах гидродинамики.

Sergey G. Nekrasov. The doctor of science, professor at «Information measuring equipment» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – ultrasonic equipment and connected with that vibroreology questions, numerical solution on the basis of finite-difference and finite-element methods in gas-dynamic problems.

Никифоров Сергей Степанович. Инженер, заведующий лабораторией кафедры «Автомобили» Южно-Уральского государственного технического университета. Область научных интересов – процессы смесеобразования в дизелях.

Sergey S. Nikiforov. Engineer, chief of Automotive department laboratory of the South Ural State University. The area of scientific – diesel engine fuel-air mixing processes.

Огошков Игорь Евгеньевич. Инженер. Область научных интересов – надежность ДВС, защита дизелей от аварийных ситуаций.

Igor E. Ogoshkov. Engineer. The area of scientific interests – ICE reliability, accident protection of Diesel engines.

Пашнина Надежда Александровна. Аспирант кафедры «Информационно измерительная техника» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – метрология в газодинамических задачах приборостроения.

Nadezhda A. Pashnina. The postgraduate student of «Information measuring equipment» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – metrology in gas-dynamic problems of industry.

Пожбелко Владимир Иванович. Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Основы проектирования машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – теория механизмов и машин, вибротехника, динамическое моделирование в трибологии и биомеханике.

Vladimir I. Pozhbelko. The doctor of engineering science, professor, the head of «Basic of Machine Design» department of the South Urals State University/ The area of scientific interests – theory of machines and mechanisms, vibrotechnics, tribology and biomechanics dynamic modeling.

Позин Борис Михайлович. Доктор технических наук, профессор, Заслуженный машиностроитель РФ, профессор кафедры «ТМ и ТММ» ЧГАУ, главный конструктор направления ООО «ГСКБ ЧТЗ». Область научных интересов – теоретические проблемы транспортного и дорожно-строительного машиностроения, теория движения машин, механика, оптимальное управление.

Pozin Boris Michaelovitch. The doctor of engineering science, professor, Honoured Mechanician of the Russian Federation, professor of the Theoretical Mechanics department of the Chelyabinsk Agricultural Engineering University, Chief Designer of the National Construction and Design Bureau «Chelyabinsk Tractor Plant» Ltd. Research interests – theoretical problems in transport and road-construction engineering, theory of machine kinematics, mechanics, optimal control.

Сведения об авторах

Рандина Татьяна Валерьевна. Аспирант кафедры «Летательные аппараты» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – моделирование газовых процессов.

Tatyana V. Randina. The postgraduate student «Flying Devices» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – computational fluid dynamics.

Русаков Игорь Владимирович. Аспирант кафедры «Летательные аппараты» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – нелинейные задачи деформирования конструкций.

Igor V. Rusakov. The postgraduate student of «Flying Devices» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – geometrically nonlinear tasks deformation.

Сидельников Рудольф Васильевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Летательные аппараты» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – моделирование газовых процессов.

Rudolf V. Sidelnikov. The candidate of engineering science, senior lecturer of «Flying Devices» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – computational fluid dynamics.

Смирнов Владимир Алексеевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автоматизация механосборочного производства» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – современные методы управления технологическим оборудованием.

Vladimir A. Smirnov. The candidate of engineering science, senior lecturer of «Mechano-Assembly Automation» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – modern methods of control of manufacturing equipments.

Тараторкин Игорь Александрович. Кандидат технических наук, доцент кафедры гусеничных машин Курганского государственного университета. Область научных интересов – динамическая нагруженность силового блока транспортных машин.

Igor A. Taratorkin. Candidate of engineering science, senior lecturer of caterpillar machines department of Kurgan State University. The area of scientific interests – dynamic of processes in hydro-mechanical transmission of the transport machine at switching transfers; high-speed caterpillar machine's mobility and controllability.

Тверской Михаил Михайлович. Доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки и техники Российской Федерации, заведующий кафедрой «Автоматизация механосборочного производства» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – автоматизация машиностроения, расчет и контроль массогеометрических характеристик изделий.

Mikhail M. Tverskoi. The doctor of engineering science, professor, the Honoured Scientist and Engineer of Russian Federation, head of «Mechano-Assembly Automation» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – automation of a machine industry, account and monitoring of mass-geometry characteristics of workpieces.

Терёхин Александр Александрович. Аспирант кафедры «Летательные аппараты» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – моделирование газовых процессов.

Alexander A. Terehin. The postgraduate student of «Flying Devices» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – computational fluid dynamics.

Трояновская Ирина Павловна. Кандидат технических наук, Почетный машиностроитель, доцент кафедры «ТМ и ТММ» ЧГАУ, главный специалист ООО «ГСБ ЧТЗ». Область научных интересов – теоретические проблемы транспортных и тяговых машин, теория движения, механика.

Troyanovskaya Irina Pavlovna. The candidate of engineering science, Honoured Mechanician, senior lecturer of the Theoretical Mechanics Department of the Chelyabinsk Agricultural Engineering University, Chief Specialist of the National Construction and Design Bureau «Chelyabinsk Tractor Plant» Ltd. The area of scientific interests – theoretical problems in transport and traction machines, kinematics, mechanics.

Федоров Виктор Борисович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автоматизация механосборочного производства» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – расчет и контроль массо-геометрических характеристик, современные методы управления технологическим оборудованием.

Victor B.Federov. The candidate of engineering science, senior lecturer of «Mechano-Assembly Automation» department of the South Ural State University. The area of scientific interest – account and monitoring of mass-geometrical characteristics, modern methods of control of manufacturing equipments.

Филимонов Артем Сергеевич. Аспирант кафедры «Информационно-измерительная техника» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – поршневые системы в приборах для измерения давления, математическая физика.

Artem S. Filimonov. The postgraduate student of «Information-Measurement equipment» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – piston-base systems at pressure measurement devices, mathematical physics.

Шароглазов Борис Александрович. Доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки Российской Федерации, заведующий кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – исследование и моделирование процессов поршневых двигателей внутреннего сгорания и ДВС необычных схем.

Boris A. Sharoglazov. The doctor of engineering science, professor, the Honoured Scientist of Russian Federation, head of «Internal Combustion Engines» department of the South Ural State University. The area of scientific interests – research and modeling of piston internal combustion engines processes and ICE of the unusual types.

**ВЕСТНИК
ЮЖНО-УРАЛЬСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА**

№ 14 (54) 2005

**Серия
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»**

Выпуск 7

Издательство Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 20.12.2005. Формат 60×84 1/8. Печать трафаретная.
Усл. печ. л. 13,9. Уч.-изд. л. 14. Тираж 150 экз. Заказ 535/61.

Группа МЭНП Издательства. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.