ГТУ ОРЕЛ университет

ИЗВЕСТИЯ ОрелГТУ

НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ

СЕРИЯ «ЕСТЕСТВЕННЫЕ НАУКИ»

№ 5-6

2004

Содержание

Ушаков Л.С. Кафедра «Динамика и прочность машин» ОрелГТУ..... 3

• *ДИНАМИКА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ*

Алехин А.В. Расчет давлений в смазочном слое упорного гидростатического подшипника..... 5

Горин А.В., Ушаков Л.С., Рябчук С.А. Исследование режима торможения ударной системы и выбор параметров тормозного устройства в гидропневмоприводе агрегата бестраншейного строительства трубопроводов..... 10

Данчин И.А., Соломин О.В., Широков С.В. Математические модели погрешностей формы опорных поверхностей подшипников жидкостного трения..... 15

Поляков Р.Н. Сравнительный анализ повышения надежности и долговечности опорного узла при различных комбинациях подшипников качения и скольжения..... 23

Савин Л.А., Керсновский О.В. Математическая модель расчета траекторий движения ротора на многоопорных подшипниках скольжения..... 26

Салин М.И., Соломин О.В., Дорофеев Л.В. Моделирование движения жесткого ротора в активных магнитных подшипниках..... 31

Соломин О.В., Широков С.В., Данчин И.А. Приложение вейвлет-анализа к обработке нестационарных вибрационных сигналов роторных машин..... 36

Стручков А.А. Моделирование упорных комбинированных узлов с разделением скоростей..... 43

Стручков А.А. Конструктивные схемы комбинированных упорных подшипниковых узлов..... 48

Сухомлинов Д.С. Техническая диагностика строительных и дорожных машин... 52

Сытин А.В. Аппроксимация теплофизических свойств воздуха для моделирования смазочных процессов в подшипниках скольжения..... 54

Ушаков Л.С., Рябчук С.А. Определение собственной частоты колебаний подвижных элементов гидромеханических систем с дроссельным управлением..... 56

• *ДИНАМИКА ГИДРОПРИВОДНЫХ СИСТЕМ*

Горин А.В., Горин А.В. Математическая модель импульсного гидропневматического привода агрегата бестраншейного строительства инженерных коммуникаций..... 58

Ешуткин Д.Н., Ушаков Л.С., Котылев Ю.Е. Мощность и коэффициент полезного действия гидравлических ударных механизмов..... 61

Крухмалева Я.С. Ручные гидравлические отбойные молотки, коэффициент полезного действия и удельная металлоемкость..... 66

Ешуткин Д.Н., Крухмалева Я.С. Гидравлические ударные механизмы. Классификация. Синтез структуры..... 69

Ешуткин Д.Н., Крухмалева Я.С. Приближенная теория работы сливного трубопровода гидравлических машин ударного действия..... 74

Юрьев Д.А., Хавроничев В.В., Ределин Р.А. Методика проведения экспериментальных исследований автоколебательной ударной системы..... 79

Ушаков Л.С., Семенюк С.Н. Определение динамических и статических характеристик прямоточного клапанного распределителя гидроударного устройства.. 82

Хавроничев В.В., Ушаков Л.С. Современные требования к эксплуатационным характеристикам гидравлических ударных устройств..... 87

Кравченко В.А. Изыскание компоновки гидроударника с управляемой камерой рабочего хода..... 90

• *МЕХАНИКА СЫПУЧИХ СРЕД И РАЗРУШЕНИЯ ТВЕРДЫХ ТЕЛ*

Загородних А.Н., Севрюгина Н.С. Анализ и синтез системы управления комплексом «скрепер-толкач»..... 95

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Председатель:
Голенков В.А. д.т.н., проф.

Зам. председателя
Степанов Ю.С. д.т.н., проф.

Светкин В.В. к.т.н., доцент;
Колчунов В.И. д.т.н., проф.;
Гордон В.А. д.т.н., проф.;
Константинов И.С. д.т.н., проф.;
Садков В.Г. д.э.н., проф.;
Кулаков А.Ф. к.т.н., доцент;
Фролова Н.А. к.социол.н., доцент;
Соков О.А. к.т.н., доцент;
Борзенков М.И. к.т.н., доцент;
Поландова Л.И.
Одолеева М.В.

РЕДКОЛЛЕГИЯ СЕРИИ

Главный редактор:
Гордон В.А. д.т.н., проф.

Зам. главного редактора:
Шоркин В.С. д.ф.-м.н., проф.

Технический редактор:
Разина Е.В.

Ушаков Л.С. д.т.н., проф.;
Харламов В.Ф. д.ф.-м.н., проф.;
Куценко С.А. д.т.н., проф.;
Фроленков К.Ю. к.т.н., доцент

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ СЕРИ

302020, Россия, г. Орел,
Наугорское шоссе, 29
Кафедра «Высшая математика»
Редколлегия журнала Известия ОрелГТУ
Серия «Естественные науки»
тел.: (0862) 419848
факс: (0862) 416684
e-mail: Gordon@ostu.ru

Зарегистрировано в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовой информации
Свидетельство: **ПИ № 77-15469**
от 20 мая 2003 г.

Формат 69x90/8
Печать ризография. Бумага офсетная.
Усл. печ. л. – 19.5
Тираж 500 экз.

© ОрелГТУ 2004

Каманин Ю.Н. Исследование напряженно-деформированного состояния при приложении нагрузки в уступ твердого тела..... 101

Паничкин А.В. Влияние угла резания на возникающие сопротивления при разработке грунта..... 103

Божанов А.А., Ушаков Л.С. Применение гидроударников в качестве сменных рабочих органов на фронтальных погрузчиках..... 106

Ушаков А.И., Ушаков Л.С. Методика исследования процесса внедрения полого конусного цилиндра в массив..... 108

Юрьев Д.А. Анализ проблемы применения гидравлических ударных устройств на фронтальных погрузчиках..... 116

• *ПРОБЛЕМЫ ПРОЧНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ*

Поляков Р.Н. Сравнительный анализ повышения надежности и долговечности опорного узла при различных комбинациях подшипников качения и скольжения..... 119

Степанов Ю.С., Кобяков Е.Т. Методика анализа напряженно-деформированного состояния структурно-неоднородных цилиндрических тел... 122

Савин Л.А., Панченко А.И. Определение граничных условий для расчета полей давлений в смазочных слоях многоопорного подшипника скольжения..... 123

Сокотущенко В.Н., Сытин А.В., Чикулаев А.В. Исследование термоупругого состояния круговой цилиндрической оболочки при подвижных условиях нагрева..... 127

• *ВИБРОЗАЩИТНЫЕ СИСТЕМЫ*

Прокопов Е.Е. Исследование периодических режимов колебаний виброзащитной системы с импульсным управлением жесткости..... 132

Демидова Н.А., Чернышев В.И. Математическая модель для расчета вибрационной нагрузки ручной машины..... 137

Фоминова О.В., Чернышев В.И. Управление процессом демпфирования виброзащитных систем..... 139

Демидова Н.А., Чернышев В.И. К расчету вибрации корпуса раскройной машины с кривошипно-ползунным механизмом..... 147

Фоминова О.В. Имитационное моделирование динамических процессов в системе «оператор–сиденье–машина–среда»..... 150

• *ХРОНИКА*

XI Международный конгресс по шуму и вибрации..... 155

Ушаков Л.С., докт. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Динамика и прочность машин»
г.Орел, тел. (0862) 419885; e-mail: ushakov@ostu.ru

КАФЕДРА «ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ МАШИН» ОрелГТУ

Development of economy of the Oryol region defines priority problems fundamental and applied researches, preparation of the engineering and scientific staff. The faculty «Dynamics and durability of machines» is the developed учебно-centre of science OrelGTU, capable to solve these problems that can be shown to the submitted subjects and a level of clauses of the given collection.

Орловский регион имеет развитые отрасли приборостроения и машиностроения, причем преобладающее место занимают заводы по производству строительных, дорожных и сельскохозяйственных машин, гидравлического, коммунального и вспомогательного оборудования. Названные машины и оборудование работает в условиях действия интенсивных колебательных и знакопеременных нагрузок. Часто эксплуатация таких машин осуществляется в интенсивных режимах, сложных погодных и климатических условиях.

Обеспечение необходимого уровня качества и соответствия выпускаемых машин требованиям стандарта ISO – 9000 требует от производителей дополнительных усилий, финансовых и материальных затрат по приведению эксплуатационных параметров машин и оборудования в соответствие с требованиями мировых стандартов. В данном случае, возникает необходимость комплексного рассмотрения задач по приведению динамических характеристик промышленного оборудования в соответствие с лучшими мировыми образцами и решение проблемы прочности и надежности конструкций. Однако на предприятиях региона имеется недостаток квалифицированных кадров, способных эффективно работать над повышением качества машин, их надежности и долговечности.

По инициативе ректора д.т.н. профессора Голенкова В.А. в 1999 году в ОрелГТУ была начата подготовка инженерных кадров с высшим образованием по специальности 071100 – «Динамика и прочность машин». До этого времени проблемы динамики и прочности машин и приборов оставались за пределами внимания научного коллектива университета. Целенаправленное становление и развитие научной базы началось с организации в ОрелГТУ кафедры «Прикладная механика», объединившей в своей структуре кафедры «Теоретической механики и сопротивления материалов» и «ТММ и детали машин», в 2004 году преобразованной в кафедру «Динамика и прочность машин».

Развитие работ в университете по динамике машин и, в частности, традиционного направления по вибродиагностике сельскохозяйственных машин, было представлено трудами доктора технических наук профессора Рослякова В.П. и его учеников. Сложившееся научное направление, сегодня возглавляемое д.т.н. профессором Чернышевым В.И., по разработке теоретических основ расчета и проектирования виброзащитных систем, направлено на создание рабочего места оператора сельскохозяйственных машин. По данному направлению исследований были защищены докторская и пять кандидатских диссертаций, ежегодно выполняются проекты по линии Министерства образования РФ.

Другим научным направлением, получившим развитие на кафедре ДиПМ, – представлены исследования по моделированию динамических процессов в газожидкостных средах высокоскоростных турбин, опорных подшипниках и криогенной технике. Для выполнения работ по данной тематике на кафедре организована научно-исследовательская лаборатория «Моделирование гидромеханических систем», которую возглавляет д.т.н. профессор Савин Л.А. Коллектив НИЛ проводит большую научную работу, ее сотрудники принимают активное участие в работе научных конференций и симпозиумов в России и за рубежом (Финляндия, Австралия, Китай и др.), осуществляют творческое сотрудничество с ведущими предприятиями страны, (НПО «Энергия», «Химмаш», «Химавтоматика» и др.), успешно выполняют работы по программам Министерства образования РФ. По итогам работы коллектива защищена одна докторская и 6 кандидатских диссертаций.

Третьим научным направлением, развиваемым на кафедре, является силовой импульсный гидропривод. Ведущая роль в проведении исследований и разработке гидравлических ударных уст-

ройств, силового импульсного привода, манипуляторов большой несущей способности принадлежит проблемной научно-исследовательской лаборатории (ПНИЛ) «Силовые импульсные системы», (руководители д.т.н. проф. Ушаков Л.С., и к.т.н. доц. Котылев Ю.Е.), являющейся так же кузницей преподавательских кадров для кафедры. За время работы ПНИЛ были разработаны и созданы опытные образцы гидроударников четырех типоразмеров с энергией единичного удара от 1,0 до 30 кДж, манипуляторы большой несущей способности с 5 и 7 степенями подвижности рабочего органа, параллеллограмное навесное устройство для строчечной обработки материалов, навесное устройство на колесный погрузчик, насосный многопоточный агрегат, учебный экспериментальный стенд для исследования автоколебательных процессов и другое оборудование. Работы выполнялись по грантам, научно-техническим программам и заказ-нарядам Минобразования РФ, при творческом сотрудничестве с Липецким тракторным заводом, ОАО «Погрузчик», ОАО «Завод им. Медведева», НТЦ – ИГД им. Скочинского и др. Комплект оборудования для исследования автоколебательных процессов экспонировался на третьей ежегодной выставке-ярмарке «Современная образовательная среда» (Москва, ВВЦ, 2001) и был удостоен Диплома почета.

Разработанные образцы нового оборудования защищены авторскими свидетельствами СССР и патентами РФ. Проведенные исследования этих машин и механизмов позволили разработать научные основы расчета и проектирования гидравлических силовых импульсных систем. Полученные научные результаты так же используются в учебном процессе. В учебный план подготовки инженеров-механиков-исследователей специальности 071100 – «Динамика и прочность машин» введена новая учебная дисциплина «Расчет и конструирование машин ударного действия».

В 2003-2004 годах объединенными творческими силами кафедры впервые в ОрелГТУ по программе «Научные школы» в рамках направления научной деятельности вуза «Динамика, прочность машин и конструкций, силовой гидропривод, моделирование гидромеханических систем» выполнена работа по теме: «Теоретические основы расчета гидромеханических систем с импульсным преобразованием энергии и с турбулентным двухфазным течением криогенных жидкостей при непрямом импульсном управлении», имеющая характер обобщения результатов предыдущих исследований и развитие их применительно к различным отраслям машиностроительного комплекса.

Учитывая широкое применение гидропневмопривода в современных машинах и оборудовании, на базе учебного цикла и лабораторий кафедры организован учебно-инженерный центр (УИЦ «Гидропневмосистемы») для подготовки операторов и переподготовки специалистов промышленных предприятий, оснащенный специальными стендами и методическими пособиями известных фирм «Экоинвент» (Москва) и «ФЕСТОдидактик» (Германия).

Кафедра ДиПМ явилась инициатором проведения в ОрелГТУ международных научных симпозиумов «Механизмы и машины ударного, периодического и вибрационного действия» в 2000 и 2003 годах, по итогам проведения которых, были изданы сборники трудов.

Четвертое направление развития научных исследований – решение проблем прочности конструкций. В современной технологии находят широкое применение оболочечные элементы, исследование напряженно-деформированного состояния которых позволяет повысить безопасность их применения при высоких полостных давлениях.

Кафедра ДиПМ установила тесные творческие связи с НТЦ АПМ (г. Королев) по применению в учебном процессе методов автоматизированного проектирования машин «АРМ Win Machin», позволяющих решать статические и динамические задачи формирования напряженного состояния сложных конструкций при различном характере их нагружения.

В плане повышения надежности и эксплуатационных качеств строительных и дорожных машин на базе кафедр ДиПМ и СДМ возобновил работу Региональный испытательный центр строительных и дорожных машин (РИЦ СДМ), позволяющий машиностроительным предприятиям Орловского региона проводить сертификацию изделий непосредственно в городе, что освобождает их от дополнительных расходов.

Таким образом, процесс развития экономики Орловского региона определяет приоритетные задачи фундаментальных и прикладных исследований, подготовки инженерных и научных кадров. Кафедра «Динамика и прочность машин» является сложившимся учебно-научным центром ОрелГТУ, способным решать эти задачи, что может быть продемонстрировано представленной тематикой и уровнем статей данного сборника.

ДИНАМИКА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

УДК 532.5

Алехин А.В., *аспирант*
г.Орел, тел. (0862) 419849; e-mail: pmpl@ostu.ru

РАСЧЕТ ДАВЛЕНИЙ В СМАЗОЧНОМ СЛОЕ УПОРНОГО ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА

Mathematical model and methods of calculation of a pressure field in a lubricating layer of a thrust hydrostatic bearing is considered in this paper. A pressure field is determined in a certain time point by the combined solution of Reynolds equation, generalized for the case of two-dimensional turbulent flow of viscous compressible, energy and consumption equations. Additional relations are dependences of viscosity, density, enthalpy and heat capacity as functions of temperature and pressure, equation of state and also relations for calculation of turbulence coefficients. Some results of calculation are presented in the form of pressure fields.

Широкое распространение в ракетно-космической, насосно-компрессорной и энергетической технике получили турбомашины. В качестве осевых опор турбомашин распространение получили упорные гидростатические подшипники скольжения (УГСП). Особенностью применения опор является их смазка рабочим телом машины. Несущая способность УГСП образуется за счет подачи смазки под давлением так, чтобы внешняя нагрузка на пяту ограничивалась гидростатическим. Смазочный слой, непрерывно возобновляемый насосом, исключает возможность соприкосновения и износа опорных поверхностей, как в условиях установившегося режима работы, так и в периоды пуска и останова машины. УГСП (рис. 1, 2) представляют собой пяту с камерами, а также систему подачи смазки в рабочую зону опоры. Конфигурация камер может иметь различные исполнения: трапецеидальные, кольцевая и т.д.

Расчет характеристик опор скольжения на стадии проектирования требует знания поля давлений на колодке упорного подшипника скольжения (УПС). Его определение в нестационарной постановке представляет собой смешанную задачу, в основе которой лежит совместное решение уравнений Рейнольдса, баланса энергий и баланса расходов при соответствующих граничных и начальных условиях.

В основе определения поля давлений лежит численное интегрирование уравнения Рейнольдса, обобщенное на случай двухмерного турбулентного течения вязкого сжимаемого смазочного материала, которое в полярной системе координат примет вид

$$\frac{\partial}{r\partial r}\left[\frac{\rho r h^3}{\mu K_r}\frac{\partial p}{\partial r}\right]+\frac{\partial}{r\partial\varphi}\left[\frac{\rho h^3}{\mu K_\varphi}\frac{\partial p}{r\partial\varphi}\right]=12h\frac{\partial\rho}{\partial t}+6\frac{\partial}{r\partial r}\left(\rho r h V_r\right)+6\frac{\partial}{r\partial\varphi}\left(\rho h V_\varphi\right)+12\rho V_y, \qquad (1)$$

где значения скоростей в точках на поверхности опоры определяются

$$V_r=\dot{X}\cos\alpha+\dot{Y}\sin\alpha;\quad V_\varphi=\omega r+\dot{X}\sin\alpha-\dot{Y}\cos\alpha;\quad V_y=\dot{Z}. \qquad (2)$$

Расчет сводится к определению поля давлений для одной секторной колодки вследствие геометрической симметрии задачи. При этом значения координат изменяются в пределах: $0\le\varphi\le\theta$; $R_1\le r\le R_2$.

Граничные условия для решения уравнения Рейнольдса (1):

1) заданное давление слива p_S и давление в камерах p_H

$$p(r_1,\varphi)=p_{S_1};\quad p(r_2,\varphi)=p_{S_2};\quad p(r_{H_n},\varphi_{H_n})=p_{H_n}, \qquad (3)$$

здесь r_H, φ_H и n – координаты и номер текущей камеры;

2) условия по координате φ запишем исходя из гипотезы Зоммерфельда, согласно которой смазочный слой не имеет разрывов, и симметрии рассматриваемой задачи. Тогда можно записать условия сопряжения

$$p(r,0)=p(r,\theta);\quad \frac{\partial p}{\partial \varphi}(r,0)=\frac{\partial p}{\partial \varphi}(r,\theta). \tag{4}$$

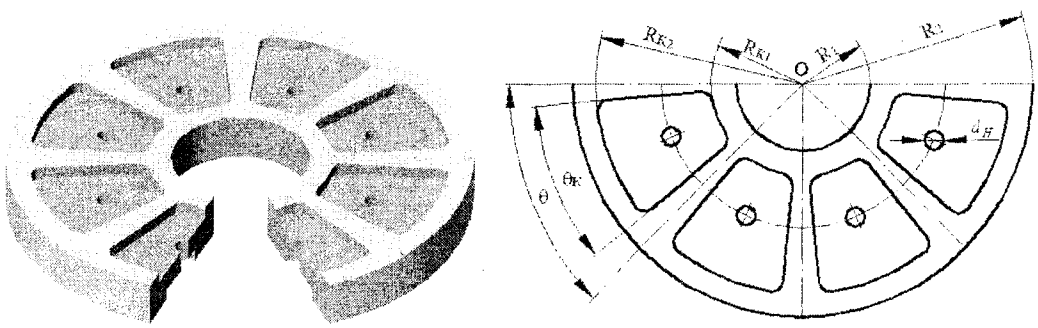


Рис. 1. Расчетная схема УГСП с трапецеидальными камерами

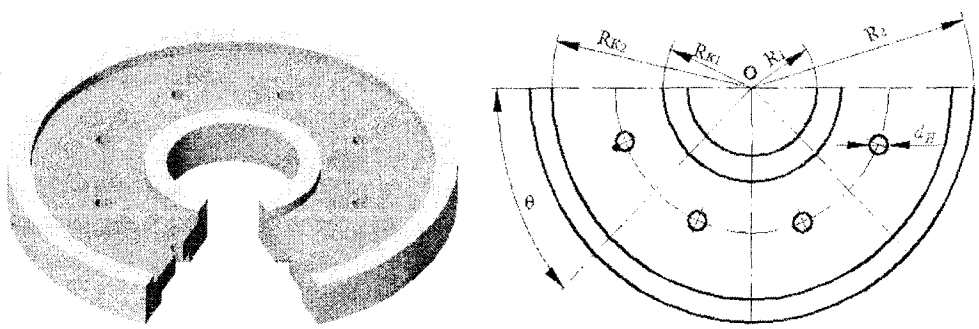


Рис. 2. Расчетная схема УГСП с кольцевой камерой

В общем случае течение смазочного материала может быть как ламинарным, так и турбулентным. Турбулентность характеризуется наличием хаотических пульсаций скоростей и давлений во всех направлениях и появлению турбулентной («вихревой») вязкости. Влияние вихревой вязкости при определении поля давлений в смазочном слое можно учесть введением коэффициентов турбулентности K_r и K_φ вдоль соответствующих направлений [1]

$$K_\varphi = 1+0{,}044\cdot\left(k^{*2}\cdot \mathrm{Re}\right)^{0{,}725};\quad K_r = 1+0{,}0247\cdot\left(k^{*2}\cdot \mathrm{Re}\right)^{0{,}65}, \tag{5}$$

где $k^* = 0{,}125\cdot \mathrm{Re}^{0{,}07}$ – коэффициент Кармана, определяющий величину пути смешения и зависящий от радиального зазора.

Теплофизические свойства смазочных материалов определяются на основании аналитических функций в зависимости от давления и температуры: I, ρ, μ, $C_P = f(p, T)$, полученных аппроксимацией справочных данных [2].

Неизотермическая постановка задачи достигается включением в математическую модель уравнения баланса энергий, учитывающего изменение термодинамических и теплофизических параметров смазочной среды. Уравнение баланса энергий относительно энтальпии для течения вязкой сжимаемой жидкости в осевом зазоре примет вид

$$\rho h\left[\frac{\partial I}{\partial p}\frac{\partial p}{\partial t}+C_P\frac{\partial T}{\partial t}\right]+\rho\left(\frac{V_r h}{2}-\frac{h^3}{12\mu K_r}\frac{\partial p}{\partial r}\right)\left[\frac{\partial I}{\partial p}\frac{\partial p}{\partial r}+C_P\frac{\partial T}{\partial r}\right]+$$

$$+\rho\left(\frac{V_\varphi h}{2}-\frac{h^3}{12\mu K_\varphi}\frac{\partial p}{r\partial\varphi}\right)\left[\frac{\partial I}{\partial p}\frac{\partial p}{r\partial\varphi}+C_P\frac{\partial T}{r\partial\varphi}\right]=$$

$$=\frac{\partial p}{\partial t}h+\frac{h}{2}\left[V_r\frac{\partial p}{\partial r}+V_\varphi\frac{\partial p}{r\partial\varphi}\right]+\frac{\mu}{h}\left[K_r V_r^2+K_\varphi V_\varphi^2\right]+\frac{\mu h}{3r^2}\left[\frac{4}{3}K_r V_r^2+K_\varphi V_\varphi^2\right]- \quad (6)$$

$$-\frac{h^3}{3r^2}\left[\frac{V_r}{3}\frac{\partial p}{\partial r}+\frac{V_\varphi}{4}\frac{\partial p}{r\partial\varphi}\right]+\frac{h^5}{30\mu r^2}\left[\frac{1}{3K_r}\left(\frac{\partial p}{\partial r}\right)^2+\frac{1}{4K_\varphi}\left(\frac{\partial p}{r\partial\varphi}\right)^2\right];$$

Необходимые граничные условия для смешанной задачи

1) равенство энтальпии смазочного материала в камерах I_H и в соответствующих точках упорной поверхности: $I(r_{H_n}, \varphi_{H_n}) = I_{H_n}$;

2) смазочный слой не имеет разрыва (гипотеза Зоммерфельда) и рассматриваемая задача является симметричной: $I(r, 0) = I(r, \theta)$.

Энтальпия в питающей камере находится из рассмотрения уравнения баланса энергий для одномерного адиабатного турбулентного течения смазочного материала в канале жиклера.

Для определения давлений в питающих камерах p_H необходимо включить в математическую модель расчета поля давлений в смазочном слое уравнение баланса расходов, которое выражает равенство массовых расходов смазочного материала через жиклер и контур, расположенный вокруг питающей камеры, и имеет вид

$$Q_H = Q_r + Q_\varphi + Q_y. \quad (7)$$

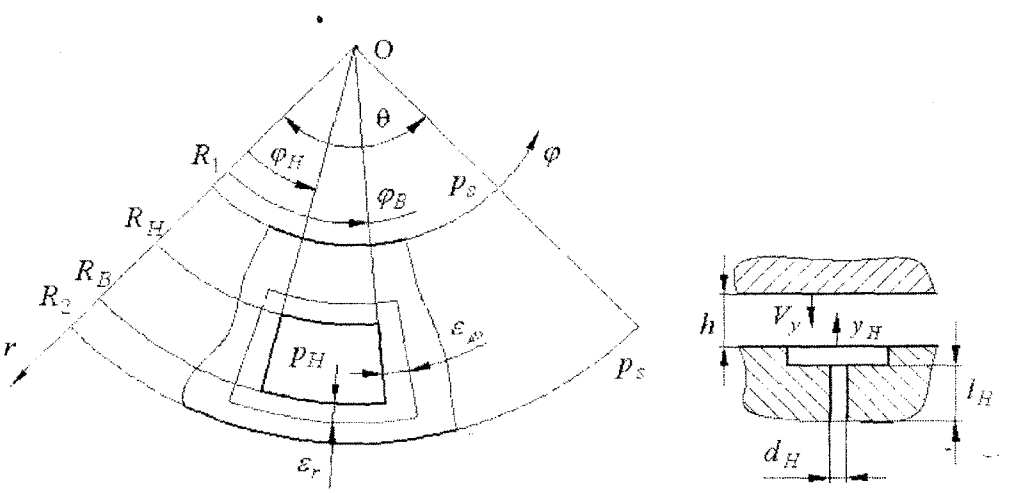


Рис. 3. Расчетная схема для определения давлений в камерах

Массовые расходы, входящие в (7), имеют следующий смысл:

Q_H – массовый расход смазочного материала через дросселирующее устройство (жиклер), определяемый следующей зависимостью

$$Q_H = \frac{\pi d_H^4}{128 \cdot l_H}\frac{(p_0 - p_H)(\rho_0 + \rho_H)}{K(\mu_0 + \mu_H)}, \quad (8)$$

Q_r и Q_φ – массовые расходы смазочного материала в осевом и окружном направлениях через контур вокруг питающей камеры, обусловленные вращением цапфы и градиентом давлений в соответствующих направлениях и определяемые, согласно (2.35), по соотношениям аналогично [80]

$$Q_r = \int_{\varphi_H-\varepsilon_\varphi}^{\varphi_B+\varepsilon_\varphi} \left[\left(\frac{\rho V_r h}{2} - \frac{\rho h^3}{12\mu K_r} \frac{\partial p}{\partial r} \right)\Bigg|_{r=r_B+\varepsilon_r} - \left(\frac{\rho V_r h}{2} - \frac{\rho h^3}{12\mu K_r} \frac{\partial p}{\partial r} \right)\Bigg|_{r=r_H-\varepsilon_r} \right] r d\varphi;$$

$$Q_\varphi = \int_{r_H-\varepsilon_r}^{r_B+\varepsilon_r} \left[\left(\frac{\rho V_\varphi h}{2} - \frac{\rho h^3}{12\mu K_\varphi} \frac{\partial p}{r\partial\varphi} \right)\Bigg|_{\varphi=\varphi_B+\varepsilon_\varphi} - \left(\frac{\rho V_\varphi h}{2} - \frac{\rho h^3}{12\mu K_\varphi} \frac{\partial p}{r\partial\varphi} \right)\Bigg|_{\varphi=\varphi_H-\varepsilon_\varphi} \right] dr,$$

где ε_r и ε_φ – окрестности, ограничивающие заданный контур.

Q_y – массовый расход, обусловленный радиальным перемещением цапфы, когда проявляются эффе ты всасывания и сдавливания смазочной пленки, для прямоугольных камер соответственно равный

$$Q_y = -\iint_{S_K} \rho v_y r d\varphi dr, \qquad (1$$

где S_K – площадь поверхности прямоугольной камеры.

Сложность совместного решения системы уравнений не допускает возможности аналитич ского решения, поэтому определение поля давлений основывается на численном методе конечнь разностей, отличающийся простотой реализации и надежностью вычислительного алгоритма. Мет основан на сеточной дискретизации области интегрирования и замене производных их разностным аналогами:

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}_i} \approx \frac{\bar{p}_{i+1,j} - \bar{p}_{i-1,j}}{2\Delta\bar{r}}; \quad \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{r}_i^2} \approx \frac{\bar{p}_{i+1,j} - 2\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i-1,j}}{\Delta\bar{r}^2};$$

$$\frac{\partial \bar{p}}{\bar{r}_i \partial\varphi_j} \approx \frac{\bar{p}_{i,j+1} - \bar{p}_{i,j-1}}{2\bar{r}_i\Delta\varphi}; \quad \frac{\partial^2 \bar{p}}{\bar{r}_i^2 \partial\varphi_j^2} \approx \frac{\bar{p}_{i,j+1} - 2\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i,j-1}}{\bar{r}_i^2\Delta\varphi^2}. \qquad (11$$

При решении исходной системы уравнений необходимо параметры привести к безразмерно му виду чтобы избежать влияния ошибок округления, сократить общее число параметров модели Дискретизация опорной поверхности подшипника скольжения осуществляется путем покрытия ее регулярной ортогональной сеткой ($M \times N$) (рис. 4). Сетка накладывается так, чтобы ее окружные линии совпадали с питающими камерами.

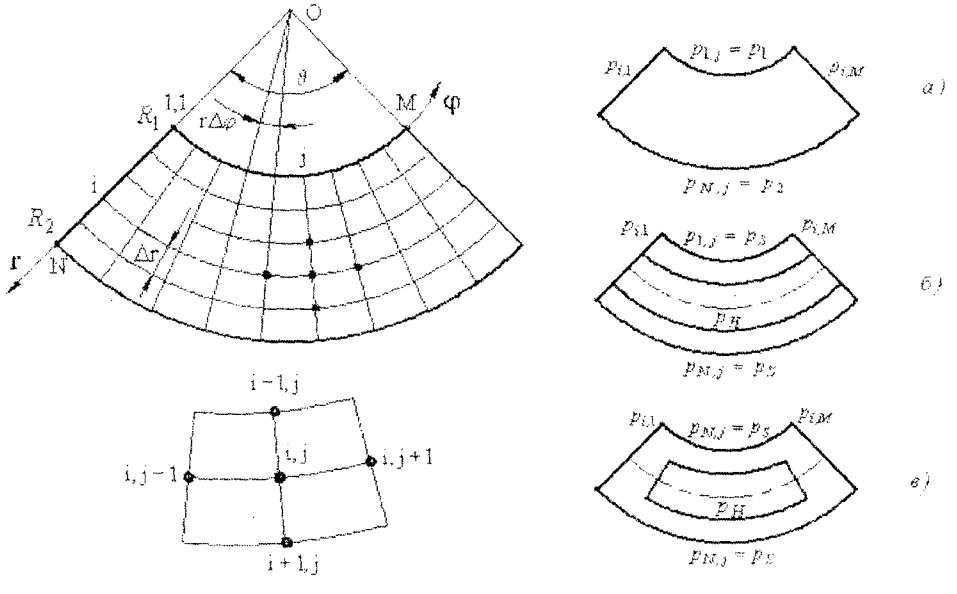


Рис. 4. Дискретизация упорной поверхности подшипника

а) с щелевым дросселированием; б) с кольцевой камерой; в) с трапецеидальной камерой

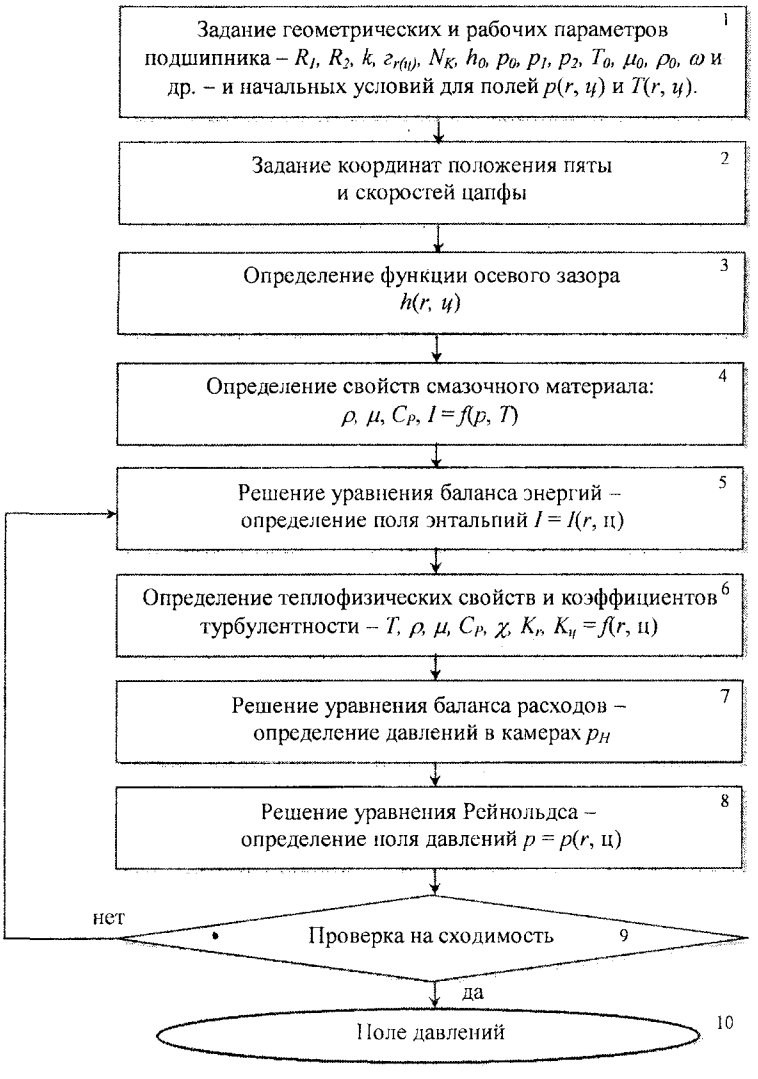
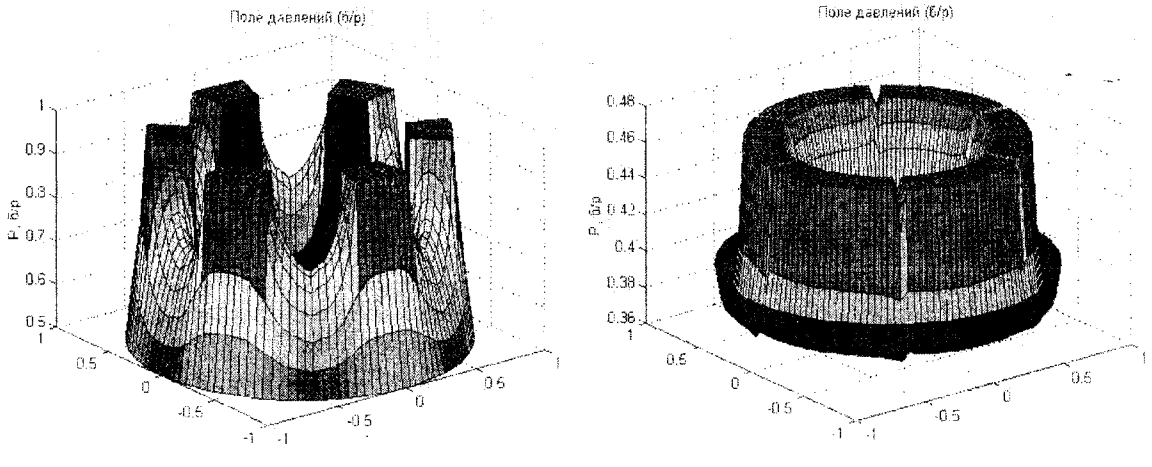


Рис. 5. Алгоритм расчета поля давлений

Численная реализация алгоритма расчета поля давлений реализована в среде разработки инженерных приложений «MatLab». Результатом расчета служит характерная эпюра давлений для УГДП (рис. 6).



а) УГДП с трапецеидальными камерами *б) УГДП с кольцевой камерой*

Рис. 6. Характерная эпюра давлений УГСП

Предложенные расчетные соотношения и методика численного решения позволяют получить поле давления для УГСП с трапецеидальными, кольцевой, а также могут быть адаптированы и для других видов УГСП. Алгоритм расчета поля давлений может быть использован для последующего определения статических и динамических характеристик УГСП.

Условные обозначения:

X, Y, Z – координаты центра цапфы;
r, φ, y – осевая, окружная и радиальная координаты по поверхности УПС;
v_r, v_φ, v_y – проекции вектора скорости потока смазочного материала;
V_r, V_φ, V_y – скорости точки на поверхности;
ω_0 – угловая скорость ротора;
M, N – число узлов размерной сетки в направлениях φ и r;
R_1, R_2 – минимальный и максимальный радиусы упорной поверхности подшипника;
h_0 – осевой зазор;
$h(r, \varphi)$ – функция полного осевого зазора;
θ – угол колодки УПС;
θ_K, B_K – центральный угол и ширина питающей камеры;
d_H, l_H – диаметр и длина жиклера;
C_p – теплоемкость при постоянном давлении;
p – давление;
T – температура;
I – энтальпия;
ρ – плотность;
μ – вязкость;
Re – число Рейнольдса;
K_r, K_φ, K_H – коэффициенты турбулентности.

Список литературы

1. Подшипники скольжения: расчет, проектирование, смазка / Типей Н., Константинеску В.Н. и др. – Бухарест: Изд-во АН РНР, 1964. – 458 с.

2. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. 720 с.

УДК 622.23.05: 622.235

Горин А.В., *ведущий конструктор ПНИЛ «Силовые импульсные системы»*
Ушаков Л.С., *докт. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Динамика и прочность машин»*
Рябчук С.А., *канд. техн. наук, доцент кафедры «Динамика и прочность машин»*
г.Орел, тел. (0862) 419849, 419885; e-mail: ushakov@ostu.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМА ТОРМОЖЕНИЯ УДАРНОЙ СИСТЕМЫ И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА В ГИДРОПНЕВМОПРИВОДЕ АГРЕГАТА БЕСТРАНШЕЙНОГО СТРОИТЕЛЬСТВА ТРУБОПРОВОДОВ

In the submitted report the advantages of without trenchis lining of the engineering communications in relation to traditional methods are considered. The stand for realization of complex tests of the hydraulic shock created in PSEL «Forte pulse systems» of the OSTU, used for a without trenchis lining of the engineering communications is submitted.

В исполнительных органах ударного действия при отсутствии сопротивления забоя необходимо проводить торможение бойка для исключения соударения его в конце хода с корпусом. Плавность торможения в процессе продвижения ударной системы позволит снизить динамику машины и повысить ее надежность. Таким образом, встает задача выбора оптимального режима торможения

ударной системы.

На выбор способа торможения оказывают влияние характеристики ударного исполнительного органа и рациональное конструктивное исполнение тормозного устройства. Наиболее приемлемым в этой связи является использование гидравлических тормозных устройств демпфирующею типа [95, 98].

В гидроприводе (рисунок 1) торможение ударной системы происходит вследствие изменения параметров потока жидкости, вытесняемого из взводящих полостей. Скорость бойка в этом случае зависит от перемещения профильных участков юбки поршня силового элемента 1 в цилиндрической втулке 2. При входе юбки поршня во втулке уменьшается кольцевой зазор, за счет чего увеличивается сопротивление вытеснению жидкости из взводящей полости в магистраль. Режим торможения бойка определяется величиной и динамикой изменения площади этого кольцевого зазора. Решение задачи сводится к определению профиля юбки поршня при заданном пути и законе торможения, исходными данными для расчета которого являются параметры пневмоаккумулятора, взводящей и сливной полостей, величина хода и участка торможения, масса ударной системы.

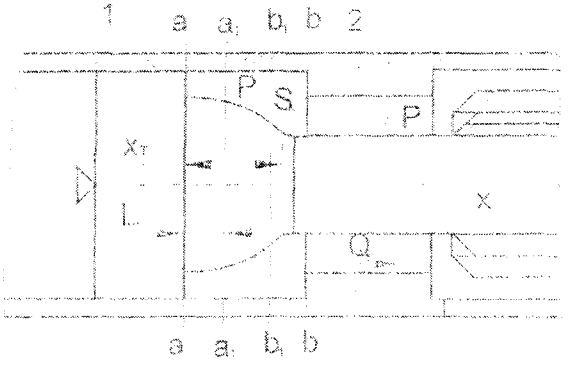


Рис. 1. Конструктивная схема элементов тормозного устройства

Приведенная к бойку сила, создаваемая пневмоаккумулятором гидропривода, начальная во взведенной ударной системе и текущая в период ее разгона и торможения имеют вид

$$F_L = P_a\left(1+\frac{L_p}{L_0}\right)^n \frac{\pi P_H^2}{2},$$
$$F_i = P_a\left(1+\frac{L_p+X_T}{L_0}\right)^n \frac{\pi P_H^2}{2}, \quad (1)$$

где X_T – величина хода профильного участка поршня во втулке.

Закон изменения силы $F_i = f(X_T)$ представлен на рисунке 3 (кривая 1), а скорость бойка $\vartheta_б$ на участке разгона L_p определяется из уравнения.

Величина площади кольцевого зазора, с которой начинается ее уменьшение в процессе входа профильного участка юбки поршня и являющейся исходной, зависит от скорости ударной системы $\vartheta_{б_2}$, допустимой скорости жидкости $\vartheta_ж$ вытесняемой через этот зазор, и площади взводящей полости. Определяется она согласно уравнения постоянства расхода по формуле

$$S_K = \frac{S_B \vartheta_{б_2}}{\vartheta_ж}.$$

В период торможения бойка сила, действующая на поршень со стороны взводящей полости, изменяется от F_1 до F_{max}, а затем до F_0. Начальное значение силы F_1 на пути разгона бойка от 0 до L_p определяется по формуле

$$F_1 = \Delta P S_B, \quad (2)$$

где ΔP – давление жидкости в этот период во взводящей полости, вызванное гидравлическими потерями в результате ее вытеснения через клапанный распределитель и по длине трубопроводов.

В момент входа профильного участка юбки поршня в отверстие втулки площадь зазора между ними становится меньше $S_щ$, обеспечиваемого клапаном. В связи с этим давление в защемляемом объеме начинает превышать давление ΔP перед клапаном.

Пусть в начальный момент времени торец поршня находится в положении *аа*, давление в защемляемом объеме P_B, а давление перед клапаном ΔP (рисунок 1).

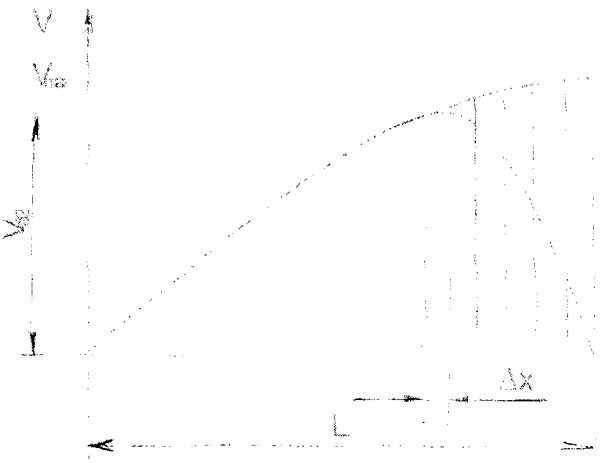


Рис. 2. Определение профиля тормозного устройства по заданному закону изменения скорости

При смещении торца поршня из положения *аа* в положение $a_1 a_1$ на величину ΔX_T, уменьшится объем под поршнем на величину

$$dV_n = S_n dX_T, \tag{3}$$

где dV – абсолютная деформация объема рабочей жидкости;

S_n – активная площадь поршня.

За этот промежуток времени из-за протекания рабочей жидкости по кольцевому зазору вытеснится объем жидкости dV_1, заключенный между сечениями *bb* и $b_1 b_1$. Уравнение расхода можно записать в виде

$$\frac{dV_1}{dt} = \sin g(P_B - \Delta P)\mu S_K \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_B - \Delta P)}, \tag{4}$$

где $\text{sing}(P_B - \Delta P) \pm 1$ при $P_в - \Delta P > 0$ и -1 при $P_B - \Delta P < 0$;

μ – коэффициент расхода;

S_K – площадь кольцевой щели, образованной профильным участком поршня и втулкой седла клапана.

При сжатии рабочей жидкости в защемленном объеме, давление повысится и превысит значение ΔP. В связи с этим величина $P_B - \Delta P > 0$, тогда уравнение (4) примет вид

$$\frac{dV_1}{dt} = \mu S_K \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_B - P)}, \tag{5}$$

а величина ΔP определяется по закону Гука из выражения:

$$dP = \chi\left(\frac{dV}{V_0}\right) = \frac{\chi}{V_0}(dV_n + dV_1), \tag{6}$$

где χ – модуль объемного сжатия рабочей жидкости;

V_0 – начальный объем, занимаемый рабочей жидкостью, при $P_в = P_0$.

Если за начало отсчета значения давлений принять давление $PQ - AP$, то величина $P_в - \Delta P > 0$ определяет избыточное давление в защемляемом объеме.

Подставляя выражения (1) и (3) в равенство (6) получим дифференциальное уравнение изменения давления защемленного пространства

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\chi}{V_0}\left(\vartheta_n S_B - \mu S_K \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_B - \Delta P)}\right), \tag{7}$$

где ϑ_n – относительная скорость поршня.

Выражение $\frac{dP}{dt}$ представляет собой скорость изменения давления в зависимости от изменения площади кольцевой щели S_K.

При полном защемлении объема $S_K = 0$, тогда из выражения (7) определим величину максимального перемещения поршня от начала торможения

$$X_T^i = \frac{(P_{\max} - \Delta P)V_0}{\chi S_B}. \tag{8}$$

Кроме того, величина X_T^i из выражения (8) является и координатой для построения выявленных диаметров, описывающих тормозной профиль юбки поршня.

Для определения значений диаметров проведем анализ сил, действующих на поршень в период его торможения. Сила, действующая в конце торможения ударной системы, имеет вид

$$F_2 = F_1 + R_H. \tag{9}$$

R_H представляет собой разность между текущими значениями сил (движущих) со стороны пневмоаккумулятора и сил сопротивления со стороны тормозной камеры, которая определяется по формуле

$$R_H = \frac{m\vartheta_\delta^2}{2(L - L_x)} - F_0. \tag{10}$$

Величина разности сил между R_H и F_1 (рисунок 3) компенсируется силой, создаваемой пневмоаккумулятором.

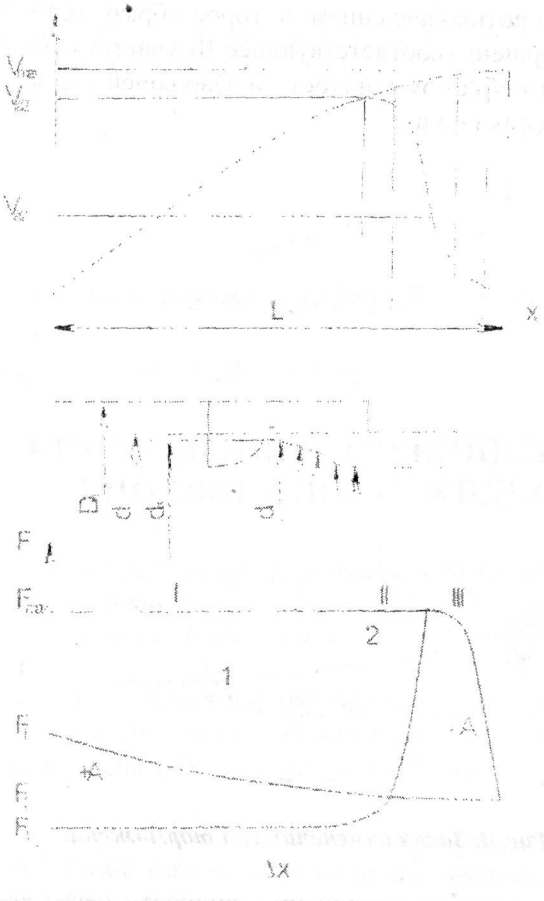


Рис. 3. Определение профиля тормозного устройства по заданному усилию на поршне силового передаточного элемента

Изменение силы R от F_1 до F_{max} определяется из условия, что работа от сил противодавления расходуется лишь на изменение кинетической энергии движущихся масс

$$2R_i X_T = \frac{m\vartheta_i^2}{2} - (F_i - F_1)X_T . \qquad (11)$$

Значение ϑ_i – определяется по графику изменения скорости ударной системы в период ее торможения на пути X_i (рисунок 3).

Площадь кольцевого зазора между втулкой и i-ым сечением юбки поршня находится по формуле

$$S_{K_i} = \sqrt{\frac{2\rho S_{B_i}^3 X_T^i [2R_i + (F_i - F_1)]}{mR_i}}, \qquad (12)$$

где $S_{B_i} = \frac{\pi(D_n^2 - d_1^2)}{4}$ – активная площадь поршня, на которую действует давление со стороны защемляемого объема.

Тогда диаметр профиля юбки тормозного устройства найдется по формуле

$$d_i = \sqrt{d^2 - \frac{4S_{K_i}}{\pi}} . \qquad (13)$$

В случаях обусловленных надежностью крепления поршня со штоком при больших значениях сил торможения или ограничением предельного давления жидкости в полости тормоза, возникает необходимость определять профиль юбки поршня по заданному закону изменения сил торможения (рисунок 4). Тогда изменение силы на участке II рассчитывается аналогично приведенной методике. Переход с усилия F_1 на участке 1 к тормозному усилию на участке II (кривая 2) сопровождается плавным нагружением поршня противодавлением, которое образуется в запираемом объеме. Изменение силы, действующей на поршень (соответствующее III участку) обеспечивается за счет перепада давления между защемляемым объемом жидкости и взводящей полостью, вызванного постоянством зазора на всем пути торможения поршня.

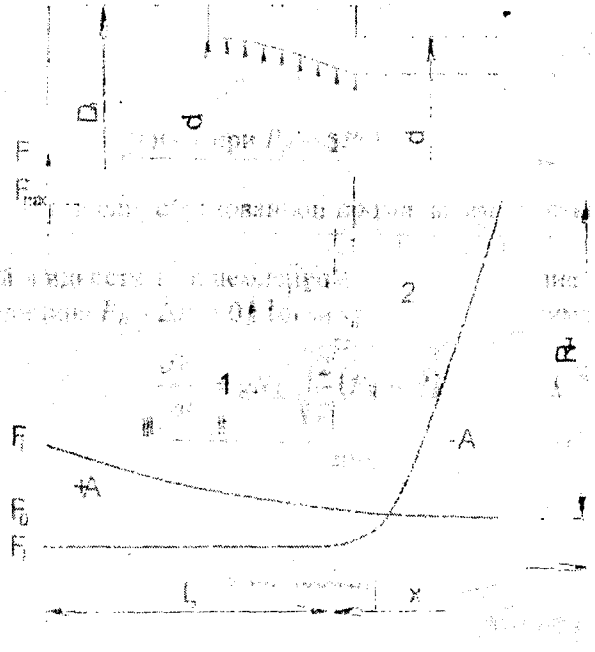


Рис. 4. Закон изменения сил торможения

Изменение перепада давления при истечении жидкости через кольцевую концентрическую щель в зависимости от скорости движения ударной системы определится формулой

$$\Delta P_i = \frac{l\vartheta_{\delta_i}^2 S_B \rho}{2\mu^2 l_S S_K^2}, \tag{14}$$

где $l_S = \frac{d - d_K}{2}$ – величина кольцевого зазора;

S_K – площадь кольцевого зазора.

Тогда расход жидкости через кольцевую щель, при подвижном поршне имеет вид

$$Q_K = S_K \vartheta_{\delta_i} \sqrt{\frac{lS_B}{l_S S_K}}. \tag{15}$$

а изменение скорости ϑ_{δ_i} в этот период определяется по следующей формуле

$$\vartheta_{\delta_i} = \sqrt{\frac{2\left(X_T - \sum \Delta X_i\right)\left[2R_i + \left(F_i - F_1\right)\right]}{m_\delta}}. \tag{16}$$

Таким образом, задаваясь законами изменения скорости бойка в период его торможения, либо активными силами, действующими в этот момент на поршень, по приведенной методике можно рассчитать гидравлическое тормозное устройство с рациональным режимом движения бойка. При наличии в исполнительном органе тормозного устройства исключается влияние ударных нагрузок на металлоконструкцию импульсного гидропневматического привода в случае отсутствия нагрузки на трубе со стороны забоя.

Список литературы

1. Ушаков Л.С., Котылев Ю.Е., Кравченко В.А. Гидравлические машины ударного действия. – М: Машиностроение, 2000. – 416 с., ил.

2. Горбунов В.Ф., Лазуткин А.Т., Ушаков Л.С. Импульсный привод горных машин. – Новосибирск: Наука, 1986. – 200 с.

УДК 519.87: 621.822.57

Данчин И.А., *аспирант*
Соломин О.В., *канд. техн. наук, доцент кафедры «Динамика и прочность машин»*
Широков С.В., *аспирант*
г.Орел, тел (0862) 419849; e-mail: pmpl@ostu.ru

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ПОГРЕШНОСТЕЙ ФОРМЫ ОПОРНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОДШИПНИКОВ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

The models of faults of fluid-film bearings are presented in this article. The classification of these defects is given. Modeling of surface roughness is based on several approaches. The considered mathematical models of defaults allow to get the description of real geometry of supporting surfaces of fluid-film bearings.

Подшипники жидкостного терния широко применяются в качестве опор роторов высокоскоростных турбомашин длительного ресурса (турбокомпрессоры, детандеры, насосы) в тех случаях, где установка опор качения затруднена или невозможна по технологическим или эксплутационным соображениям [1].

Совершенствование опор жидкостного трения неразрывно связано с необходимостью повышения точности их расчета. Кроме того, подшипники скольжения, являясь нестандартными элементами, требуют при проведении проектировочных, проверочных и оптимизационных расчетов построения каждый раз новых, в зависимости от конструкции опор, математических моделей их гео-

метрической формы. И, наконец, решение задач вибрационной диагностики в контексте формулирования эталонных вибрационных диагностических признаков требует учета возможных отклонений формы в расчете силовых факторов подшипника скольжения.

Отклонения формы могут возникать как на этапе технологической обработки втулки и ротора подшипника, так и на этапе эксплуатации. Основные виды отклонений формы представлены на рисунке 1.

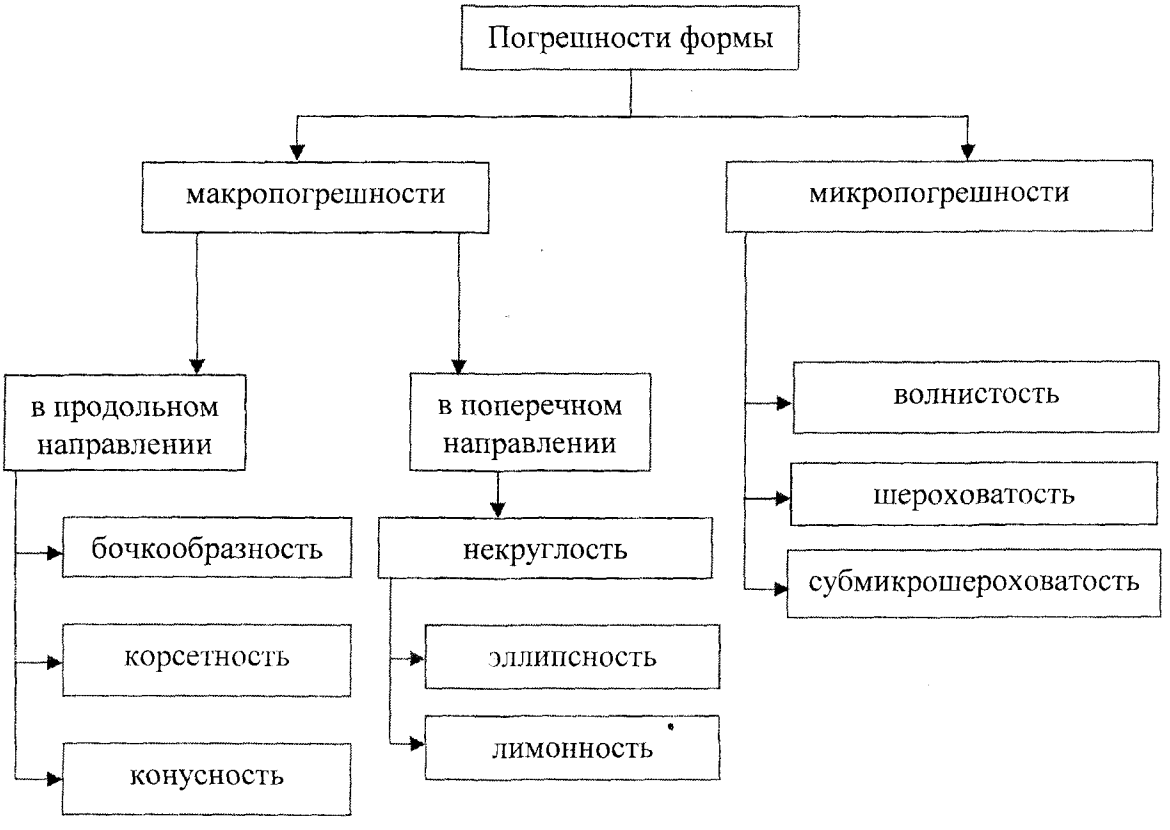


Рис. 1. Классификация погрешностей

Различные погрешности формы влияют на функцию зазора, которая является главным параметром, влияющим на поле давлений в подшипнике скольжения.

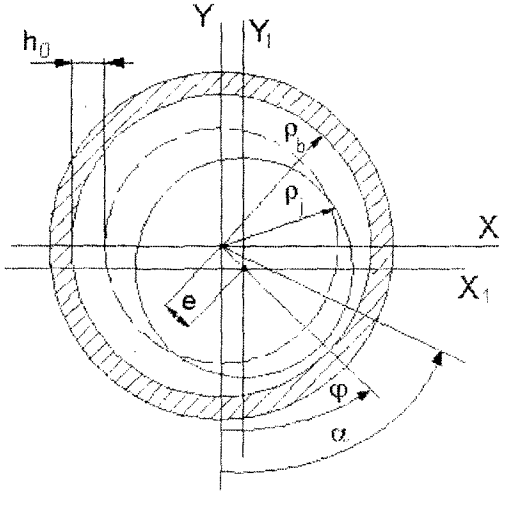


Рис.2. Расчетная схема подшипника скольжения

Для подшипника скольжения функция зазора имеет следующий вид

$$h = h_0 + e\cos(\alpha - \varphi) + \sum h_{er}, \quad (1)$$

где h_0 – средний радиальный зазор (рисунок 2, размеры искажены в целях более наглядной иллюстрации);

e – эксцентриситет;

φ – угол положения ротора относительно оси втулки;

α – текущая угловая координата;

$\sum h_{er}$ – сумма погрешностей, в которую включены некруглость, бочкообразность и т.д.

Моделирование погрешностей формы сводится к определению дополнительных функций учитывающих влияние различных погрешностей.

Моделирование макропогрешностей

Образование погрешностей формы обусловлено неправильным закреплением детали, деформацией в процессе резания инструмента и детали и различными колебаниями в системе «станок – приспособление – инструмент – деталь» [2]. Так влияние, оказываемое данными факторами, имеет довольно простой вид, что позволяет использовать при моделировании погрешностей формы детерминированные функции.

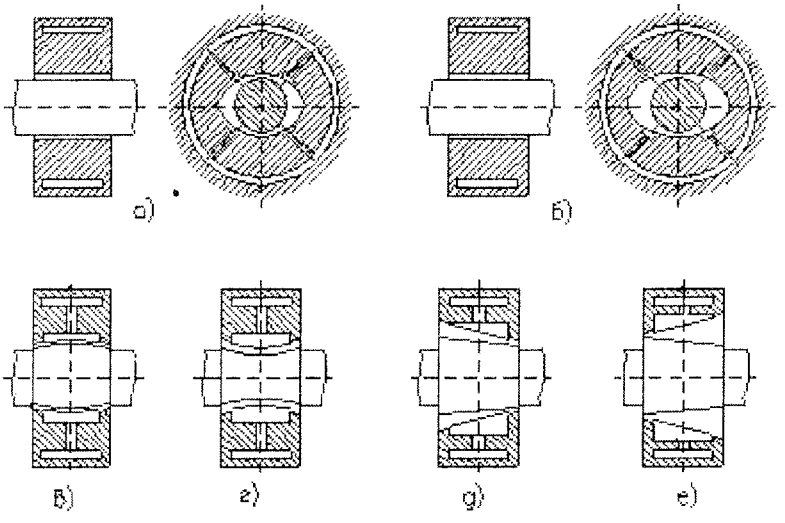


Рис. 3. Макропогрешности

а – лимонность, б – эллипсность, в – бочкообразность г – корсетность, д – однонаправленная конусность, е – разнонаправленная конусность

Некруглость ротора оказывает наибольшее влияние на динамику подшипника по сравнению с другими погрешностями. Это связанно с тем, что некруглость проявляется в поперечном сечении ротора и происходит изменение толщины масляного слоя в процессе его вращения [1]. Наиболее часто некруглость проявляется в виде эллипсности ротора и втулки подшипника.

Для определения функции отражающей влияние эллипсности на радиальный зазор (рисунок 4, размеры искажены в целях наглядной иллюстрации), используется следующее выражениие:

$$h_e = \rho_b(\alpha) - \rho_j(\alpha), \quad (2)$$

где $\rho_b(\alpha)$ – расстояния от оси подшипника до точки на его поверхности;

$\rho_j(\alpha)$ – расстояние от оси вращения ротора до точки на его поверхности.

Для определения радиуса втулки и вала используем каноническое уравнение эллипса

$$\frac{x^2}{a^2}+\frac{y^2}{b^2}=1, \tag{3}$$

где x, y – координаты;

a, b – большая и малая полуоси эллипса.

Выразим координаты x, y в полярных координатах:

$$x=\rho\cos\alpha,\ y=\rho\sin\alpha. \tag{4}$$

Подставим выражения (4) в (3) и выразим ρ

$$\rho=\sqrt{a^2\Big/\left(\cos^2\alpha\left(1-\frac{a^2}{b^2}\right)+\frac{a^2}{b^2}\right)}, \tag{5}$$

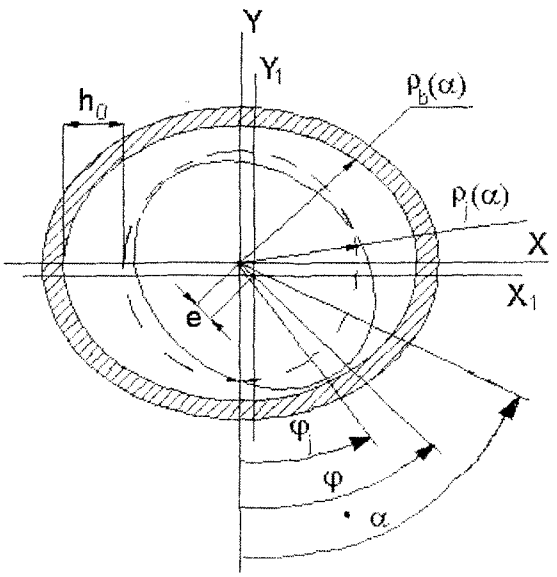


Рис. 4. Расчетная схема для определения функции радиального зазора

Подставив выражение (5) в (2) получим выражение для зазора:

$$h_e=\sqrt{a_b^2\Big/\left(\cos^2(\alpha-\varphi_b)\left(1-\frac{a_b^2}{b_b^2}\right)+\frac{a_b^2}{b_b^2}\right)}-\sqrt{a_j^2\Big/\left(\cos^2(\alpha-\varphi_j)\left(1-\frac{a_j^2}{b_j^2}\right)+\frac{a_j^2}{b_j^2}\right)}, \tag{6}$$

где a_j, b_j – большая и малая полуоси эллипса для ротора;

a_b, b_b – большая и малая полуоси эллипса для втулки подшипника;

α – текущая угловая координата;

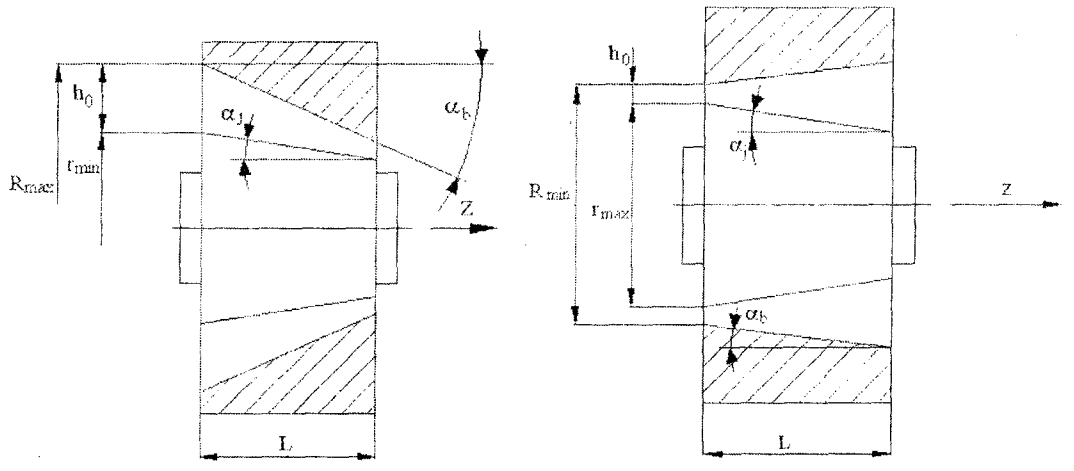
φ_b – угол поворота эллипсности втулки относительно оси вращения ротора;

φ_j – угол поворота ротора относительно его оси вращения.

Заменив в выражении (1) h_0 на h_e, получим функцию радиального зазора

$$h(\varphi)=\sqrt{a^2\Big/\left(\cos^2\alpha_b\left(1-\frac{a^2}{b^2}\right)+\frac{a^2}{b^2}\right)}-\sqrt{a_j^2\Big/\left(\cos^2\alpha_j\left(1-\frac{a_j^2}{b_j^2}\right)+\frac{a_j^2}{b_j^2}\right)}+e\cos(\alpha-\varphi), \tag{7}$$

В отличие от некруглости ротора макропогрешности в продольном направлении (бочкообразность, корсетность, конусность) не могут быть причиной динамических возмущений [1]. Но наличие этих погрешностей может привести к изменению статических характеристик подшипника скольжения, что негативно скажется на его работе.



а *б*

Рис. 5. Геометрия конусности

а – однонаправленная конусность, б – разнонаправленная конусность

В случае однонаправленной конусности (рисунок 5а, размеры искажены в целях наглядной иллюстрации) функция зазора будет иметь следующий вид

$$h(\alpha, z) = h_0 + z(tg\alpha_j - tg\alpha_b) + e\cos(\alpha - \varphi_c), \quad (8)$$

где $h_0 = R_{\max} - r_{\max}$;

$R_{\max}$ – наибольший радиус втулки;

rmax – наибольший радиус ротора;

z – текущая координата длины;

α_b, α_s – углы конусности втулки и цапфы соответственно;

e – эксцентриситет;

φ – угол положения ротора относительно оси втулки;

α – текущая круговая координата.

При разнонаправленной конусности (рисунок 5б) функция зазора примет вид

$$h(\alpha, z) = h_{\min} + z(tg\alpha_j + tg\alpha_b) + e\cos(\alpha - \varphi), \quad (9)$$

где $h_{\min} = R_{\min} - r_{\max}$, $R_{\min}$ – наименьший радиус втулки, rmax – наибольший радиус ротора.

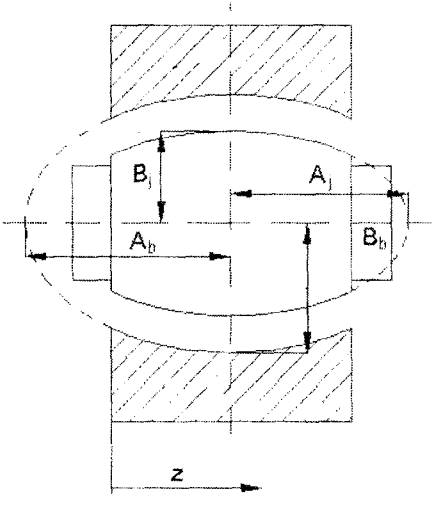


Рис. 6. Геометрия бочкообразности

Для моделирования бочкообразности было сделано предположение, что опорный поверхности подшипника скольжения имеют форму эллипсоида (рисунок 6, штриховые линии показывают эллипсы). Поэтому в качестве основного уравнения при моделировании было использовано каноническое уравнение эллипса (3). Функция зазора при бочкообразных поверхностях втулки подшипника и ротора имеет вид

$$h(\varphi,z)=\sqrt{\left(1-\frac{z^2}{A_j^2}\right)B_j^2}-\sqrt{\left(1-\frac{z}{A_b^2}\right)B_b^2}+e\cos(\alpha-\varphi), \qquad (10)$$

где z – текущая координата длины;

A_j, B_j – большая и малая полуоси эллипса для ротора;

A_b, B_b – большая и малая полуоси эллипса для втулки;

e – эксцентриситет;

φ – угол положения ротора относительно оси втулки;

α – текущая круговая координата.

При моделировании корсетности, так же как и при бочкообразности поверхности опорные поверхности втулки подшипника и ротора имеют форму эллипса (рисунок 7). Функция зазора имеет вид

$$h(\alpha,z)=\sqrt{\left(1-\frac{z^2}{A_b^2}\right)B_b^2}-\sqrt{\left(1-\frac{z}{A_j^2}\right)B_j^2}+e\cos(\alpha-\varphi),$$

где z – текущая координата длины;

A_j, B_j – большая и малая полуоси эллипса для цапфы;

A_b, B_b – большая и малая полуоси эллипса для втулки;

e – эксцентриситет;

φ – угол положения ротора относительно оси втулки;

α – текущая круговая координата.

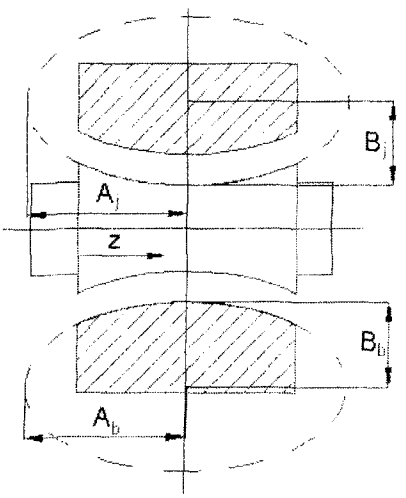


Рис. 7. Геометрия корсетности

Моделирование макропогрешностей

В отличие от макропогрешностей микропогрешности в большинстве своем образуются в связи с негативными вибрациями в системе «станок – приспособление – инструмент – деталь», неоднородностью структуры материала детали, износа инструмента, а так же самим процессом резания.

Микропогрешности подразделяют на волнистоть, шероховатость и субмикрошероховатость поверхности. Из определения волнистости следует, что она имеет периодические отклонения от номинального профиля детали, с примерно равными по размерам возвышенностями и впадинами. Волны на поверхности детали имеют неправильную геометрическую форму, удовлетворительно описываемую синусоидой [2]. Отсюда функция, учитывающая влияние волнистости имеет вид:

$$h_w = A_{wx} \sin 2\pi x + A_{wz} \sin 2\pi z \,, \tag{12}$$

где A_{wx}, A_{wz} – амплитуда волнистости по осям x и z;

x, z – текущие координаты.

В отличие от волнистости шероховатость поверхности имеет нерегулярные микроотклонения от номинального геометрического профиля [2]. В связи с этим в настоящее время выделяют следующие подходы к моделированию шероховатости: детерминированный, стохастический и фрактальный подходы.

Разделение погрешностей поверхности на шероховатость и волнистость достаточно условно, но при моделировании удобнее их разделять, так как величина случайной составляющей в волнистости мало, что дает возможность использовать только детерминированные функции.

Детерминированный подход к моделированию шероховатости делится на два основных направления. Первое направление используют для описания шероховатости периодические функции. Второе направление основано на применении различных геометрических тел, таких как призма, конус, пирамида.

Наиболее простая модель шероховатости представлена [3] (рисунок 8)

$$y(x,z) = A_x \cos(2\pi x) + A_z \cos(2\pi z) \,, \tag{13}$$

где x, z – текущие координаты;

A_x, A_z – амплитуда шероховатости поверхности.

Стохастический подход рассматривает шероховатость как некую систему неровностей состоящую из систематической и случайной составляющих.

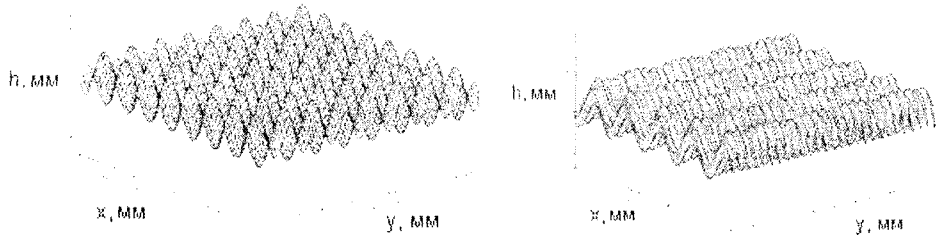


Рис. 8. Модели погрешностей поверхности при детерминированном моделировании

Стохастический подход рассматривает шероховатость как некую систему неровностей состоящую из систематической и случайной составляющих.

Моделирование систематической составляющей осуществляется также как и при детерминированном подходе. Случайная составляющая погрешностей поверхности описывается математическим аппаратом теории вероятностей. При этом основными параметрами, характеризующими шероховатость, являются математическое ожидание и дисперсия

$$MX = \sum x_i p_i \,, \; DX = \sum_{i=1}^{s} (x_i - MX)^2 \cdot p_i \,, \tag{14}$$

где MX – математическое ожидание;

DX – дисперсия;

x_i – высота профиля;

p_i – соответствующая вероятность

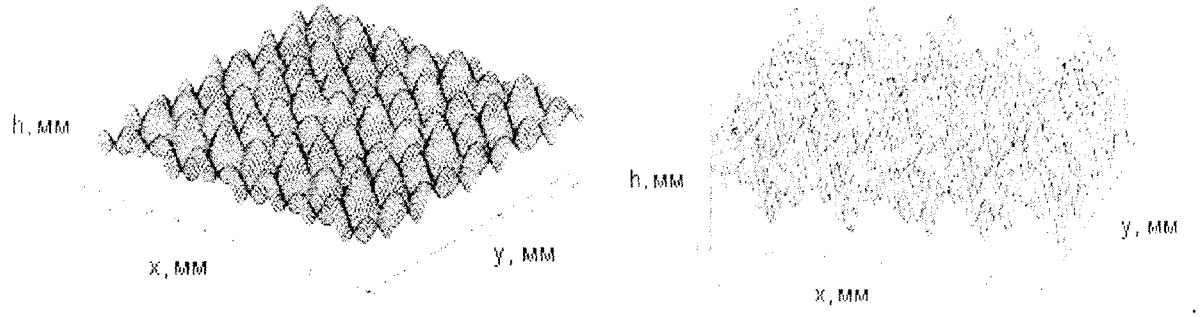


Рис. 9. Модель погрешностей формы при стохастическом моделировании

Третий подход в моделировании погрешностей поверхности основывается на уникальном свойстве шероховатости поверхности, которое заключается в том, что многократно увеличенные, растущие в числе детали шероховатости наблюдаются вплоть до нанометрических масштабов. Данное свойство получило название фрактальность. В отличие от других подходов к моделированию шероховатости, фрактальный подход не зависит от масштабов и обеспечивает информацию о структуре шероховатости всех масштабов длины, обладающей фрактальным поведением.

В настоящей статье рассмотрены два подхода к моделированию шероховатости поверхности на основе фрактальности микрогеометрии поверхностного слоя. Первый подход, построение модели шероховатости, основывается на спектре профиля поверхности, который согласно экспериментам [4], описывается степенным соотношением. Для описания шероховатости используется функция Вейерштрасса-Мандельброта

$$Z(x) = G^{(\Delta-1)} \sum_{n=n_1}^{\infty} \frac{\cos 2\pi\gamma^n x}{\gamma^{(2-\Delta)h}}, \quad 1<\Delta<2, \quad \gamma>1, \tag{15}$$

где D – фрактальная размерность;

G – характерный масштаб длины поверхности;

значение $\gamma = 1{,}5$ признано подходящим значением для высокой спектральной плотности и случайной фазы [4].

Во втором подходе модель шероховатости основывается на фрактальном броуновском движении [5]. Для построения аппроксимации фрактального броуновского движения используется следующий алгоритм. Сначала строится Фурье-образ *Xt* в частотной области; задавая случайные фазы и подбирая амплитуды таким образом, чтобы выполнялся степенной закон измерения спектральной плотности. Затем, с помощью обратного преобразования Фурье получаем исходную реализацию фрактального броуновского движения *Xt* (рисунок 10). Рисунок заимствован из [5].

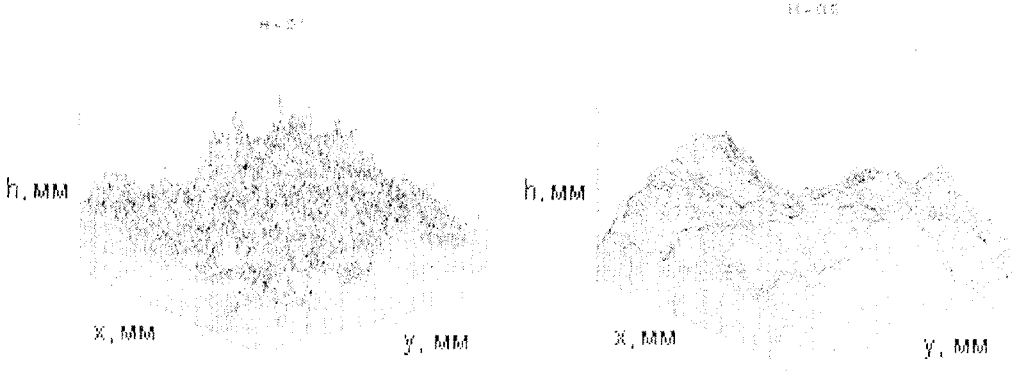


Рис. 10. Модели погрешностей формы при фрактальном подходе

Субмикрошероховатость поверхности представляет собой более мелкие, чем при шероховатости, отклонения, обусловленные внутренними дефектами материала, неровностью деформирования отдельных кристаллов, микротрещинами [2]. Как правило, субмикрошероховатость не оказывает существенного влияния на геометрические характеристики поверхности и, следовательно, на характеристики подшипника скольжения.

Заключение

Рассмотренные математические модели отклонений формы пригодны для описания реальной геометрии опорных поверхностей подшипников жидкостного трения. Однако, необходимо дальнейшее проведение исследований с целью выявления наиболее оптимальных моделей описания погрешностей формы относительно:

– вида технологического процесса изготовления деталей подшипникового узла;

– связи с принятыми стандартными параметрами *Rz* и т.д.;

– времени и точности выполнения расчетов при учете отклонений формы;

Эти вопросы будут рассмотрены в отдельных публикациях авторов, так же как и влияние микрогеометрии на расчет характеристик подшипников скольжения.

Список литературы

1. Кельзон А.С., Журавлев Ю.Н., Январев Н.В. Расчет и конструирование роторных машин / А.С. Кельзон, Ю.Н. Журавлев, Н.В. Январев. – Л.: Машиностроение, 1977. – 288 с.

2. Справочник по триботехнике: Т.1 Теоретические основы / Под общ. ред. М Хебды, А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1989 – 400 с.

3. Чекина О.Г. О трении шероховатых поверхностей, разделенных тонким слоем жидкости / О.Г. Чекина // Трение и износ. – 1998. – №3. – С. 306-311.

4. Муджамар А. Бхушан В. Фрактальная модель упругопластического контакта шероховатых поверхностей / А. Муджамар, В. Бхушан // Современное машиностроение. – Сер. Б. – 1991. – №6. – С.11-23.

5. Пугачев А.О. Фрактальное броуновское движение при моделировании шероховатой поверхности / А.О.Пугачев // Международная студенческая техническая конференция: Сб. тез. докл. – Белгород: Изд-во БелГТАСМ, 2001. – Ч.2. – С. 53.

УДК 621.822.5+621.822.6

Поляков Р.Н., *старший преподаватель кафедры «Динамика и прочность машин»*
г.Орел, тел. (0862) 419849; e-mail: pnpl@ostu.ru

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ОПОРНОГО УЗЛА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ КОМБИНАЦИЯХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И СКОЛЬЖЕНИЯ[1]

The use of combined supports of a rotor, which combine a ball bearing and a fluid-film bearing, allows to improve dynamic characteristics and to increase lifetime of a turbomachine. Comparative analysis of increase of reliability and durability of a rotor support under various combinations of a roll bearing and a fluid-film bearing is presented in this paper.

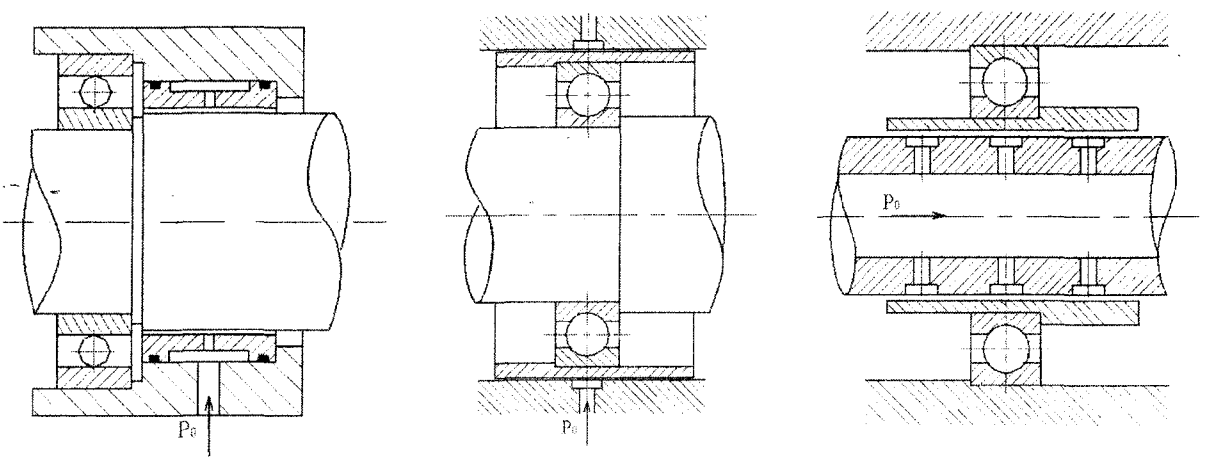
Эффективным путем повышения полезной мощности машин является увеличение частот вращения роторов. Ограниченность подшипников качения (ПК) по параметру предельной быстроходности обуславливает невозможность их применения в качестве опор высокоскоростных роторов. Различные виды подшипников скольжения (ПС), применяемые в качестве опор турбомашин, наряду

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования РФ (ГРАНТ А03-3.18-164)

со своими достоинствами имеют и недостатки, связанные с износом опор скольжения в периоды пуска-останова, при ударных нагрузках, вследствие касаний цапфы и втулки при неустойчивой работе.

Комбинированные опоры (КО), являющиеся совмещенными подшипниками качения и скольжения сочетают достоинства и исключают недостатки обоих типов опор за счет разделения и дублирования их функций, повышая тем самым надежность и долговечность опорного узла.

Отличительным признаком различных видов КО является принцип работы: разделение нагрузки и разделение скоростей (рис.1). В свою очередь, КО с разделением скоростей делятся по расположению подшипника скольжения относительно поверхности вала: КО с внутренним расположением ПС (рис.1 б) и КО с внешним расположением ПС (рис.1 в).



а) б) в)

Рис. 1. Виды комбинированных опор

Основными факторами повреждения обоих типов опор [1], [2] являются:

- подшипники качения: усталостное выкрашивание, абразивный износ, вмятины, механические разрушения в результате перегрузок;
- подшипники скольжения: износ поверхностей втулки в периоды «пуска–останова», в результате ударных нагрузок, касаний цапфы и втулки в результате неустойчивого движения ротора.

Рассмотрим каждый тип КО и факторы улучшения условий работы.

1. Объект классифицируется как радиальная КО с разделением нагрузки (рис. 1а). Повышение долговечности и надежности работы опоры происходит за счет того, что в нерабочем состоянии ПС имеет гарантированный радиальный зазор, что исключает контакт цапфы и втулки ПС и на основных режимах работы ПК более разгружен за счет реакции со стороны ПС.

2. Объект классифицируется как радиальная КО с разделением скоростей и внешним расположением ПС (рис. 1б). Повышение долговечности и надежности происходит за счет того, что на основных режимах работы происходит демпфирование со стороны ПС и наружное кольцо ПК вращается – вся дорожка качения попадает в область максимальных напряжений, что обуславливает равномерный износ рабочих поверхностей ПК.

3. Объект классифицируется как радиальная КО с разделением скоростей и внутренним расположением ПС (рис. 1 в). Повышение долговечности и надежности происходит за счет того, что в режиме «пуск – останов» ротор вращается в ПК, а на основных режимах в ПС. Что исключает факторы износа обоих типов опор.

Проведем оценку повышения долговечности каждого типа КО.

Радиальная комбинированная опора с разделением нагрузки (рис. 1а). Долговечность всей опоры будет определяться ПК, так как ПС имеет гарантированный радиальный зазор, и исключаются основные факторы износа втулки ПС.

Известна эмпирическая формула определения долговечности ПК [1]

$$L^{ПК} = \left(\frac{C_{дин}}{P}\right)^{k}, \qquad (1)$$

где $C_{дин}$ – динамическая грузоподъемность ПК,

P – эквивалентная нагрузка на подшипник,

k – значение степени выражения, зависящие от вида тел качения ($k=3$ – для шарикоподшипников, $k=10/3$ – для роликоподшипников).

Как уже говорилось выше, на основных режимах работы появится дополнительная сила со стороны ПС. То есть можно подобрать параметры подшипника скольжения такими, что реакция ПС будет по максимуму разгружать подшипник качения. Можно записать, что долговечность будет равна

$$L^{ПК}=\left(\frac{C_{дин}}{P-R^{ПС}}\right)^3, \qquad (2)$$

где $R^{ПС}$ – реакция подшипника скольжения, направленная против внешней нагрузки.

Как видно из формулы, теоретически можно подобрать параметры подшипника скольжения так, что на определенных режимах работы он будет воспринимать всю внешнюю нагрузку, а подшипник качения будет максимально разгружен.

Радиальная комбинированная опора с разделением скоростей и внешним расположением подшипника скольжения (рис. 1б).

Эмпирическая формула (3) выводится на основе экспериментальных исследований, результаты которых зависят от многих факторов, один из которых – обычное условие работы ПК – одно из колец закреплено. Из этого можно сделать предположение, что на дорожке качения одного из колец есть некоторая область, которая подвержена усталостному выкрашиванию больше всего. При работе ПК в данной КО вся дорожка качения будет последовательно проходить область максимального нагружения и, следовательно, количество циклов напряжений для появления усталостных трещин в некотором месте дорожки качения должно быть во столько раз больше сколько таких контактных областей можно расположить по кольцу.

Тогда в первом приближении можно записать, что долговечность ПК при постановке в данную КО будет определяться по формуле

$$L^{ПК}=n\left(\frac{C_{дин}}{P}\right)^3, \qquad (3)$$

де n – число контактных областей ($n_{\min}$ можно принять равным числу тел качения).

Радиальная комбинированная опора с разделением скоростей и внутренним расположением одшипник скольжения (рис. 1в).

Долговечность всей опоры будет определяться подшипником скольжения, так как подшипник ачения работает в условиях низких скоростей вращения.

Предположим, что существует некоторая функция, которая определяет долговечность ПС в ависимости от условий работы, геометрии подшипника и др. Одним из определяющих факторов, лияющим на долговечность ПС является износ поверхности втулки ПС в результате силового возействия от крутящего момента микронеровностей цапфы на микронеровности втулки. Причем долговечность зависит обратно пропорционально от крутящего момента. Схема контакта микронеровностей представлена на рисунке 2.

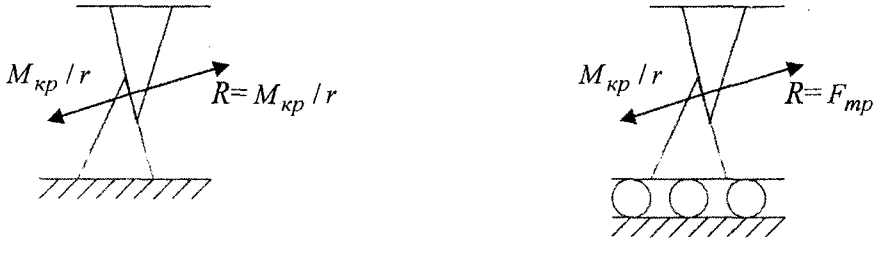


Рис. 2. Схема контакта микронеровностей

Напряжения, возникающие в контакте при жестко установленной втулке, определяются следующим образом (рис. 2а)

$$\sigma = \frac{M_{кр} / r}{S}, \quad (4)$$

где $M_{кр} / r$ – сила, действующая в контакте, которая равна реакции со стороны микронеровностей втулки ПС на микронеровности цапфы вала (при жестко установленной втулке она будет равна силе от крутящего момента); S – площадь контакта.

При постановке втулки ПС во внутреннее кольцо ПК, напряжения, возникающие в контакте, будут определяться следующим образом (рис. 2б)

$$\sigma = \frac{F_{тр}}{S}, \quad (5)$$

где $F_{тр}$ – сила, действующая в контакте, при нежестко установленной втулке равняется силе трения подшипника качения;

S – площадь контакта.

Сила трения ПК $F_{тр}$ будет намного меньше силы от крутящего момента $M_{кр} / r$. Отсюда меньшие значения напряжений в контакте при установке втулки ПС во внутреннее кольцо шарикоподшипника. Следовательно, меньший износ и увеличение долговечности подшипника скольжения и всей опоры в целом.

Таким образом, можно говорить о том, что комбинирование подшипников качения и скольжения повышает ресурс и надежность работы опорного узла ротора машины. В зависимости от условий работы опоры и конструктивных особенностей машины можно варьировать различными комбинациями ПК и ПС. Например, для тяжелонагруженных опор можно применять комбинированную опору с разделением нагрузок (рис. 1а). Для быстроходных турбомашин комбинированные опоры с разделением скоростей (рис. 1б, в).

Рекомендации по выбору типа и параметров комбинированных опор, алгоритмы их расчета и количественные оценки улучшения различных характеристик опорного узла будут приведены в следующих работах автора.

Список литературы

1. Решетов Д.Н. Детали машин. Учебник для вузов. Изд. 4-е. М.: Машиностроение, 1989.
2. Пронников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.

УДК 621.822.05

Савин Л.А., *докт. техн. наук, профессор кафедры «Динамика и прочность машин», научный руководитель ПНИЛ «Моделирование гидромеханических систем»*
Керсновский О.В., *аспирант*
г.Орел, тел.(0862) 97006: e-mail: Kromomen@yandex.ru

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ТРАЕКТОРИЙ ДВИЖЕНИЯ РОТОРА НА МНОГООПОРНЫХ ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

In this article the approaches to a mathematical dynamic model formation of multifulcrum sliding bearing are considered; And motion peculiarities of a rotor, set on a multifulcrum sliding bearing, are examined. Analysis of carrier layer interaction in a sliding bearing of this construction is hold.

В высокоскоростных машинах наиболее нагруженными и ответственными элементами, определяющими работоспособность и ресурс изделий, являются роторно-опорные узлы. Для обеспечения

эксплуатационных характеристик при высоких частотах вращения роторов в ряде случаев безальтернативным является применение подшипников скольжения, которые являются нестандартными элементами машин, содержащими активно- диссипативный элемент (смазочный слой). Роторно-опорные узлы являются наиболее нагруженными и ответственными элементы изделия, поэтому к ним предъявляется ряд требований, среди которых основными являются: достаточная несущая способность опор при малых габаритах; высокая виброустойчивость роторов на всех режимах работы агрегата и др. В некоторых случаях требуется уменьшение осевых размеров опорных узлов при одновременном увеличении грузоподъемности и динамических свойств. Одним из возможных путей решения задачи может быть применение многоопорных подшипников скольжения, в которых имеется несколько несущих смазочных слоев.

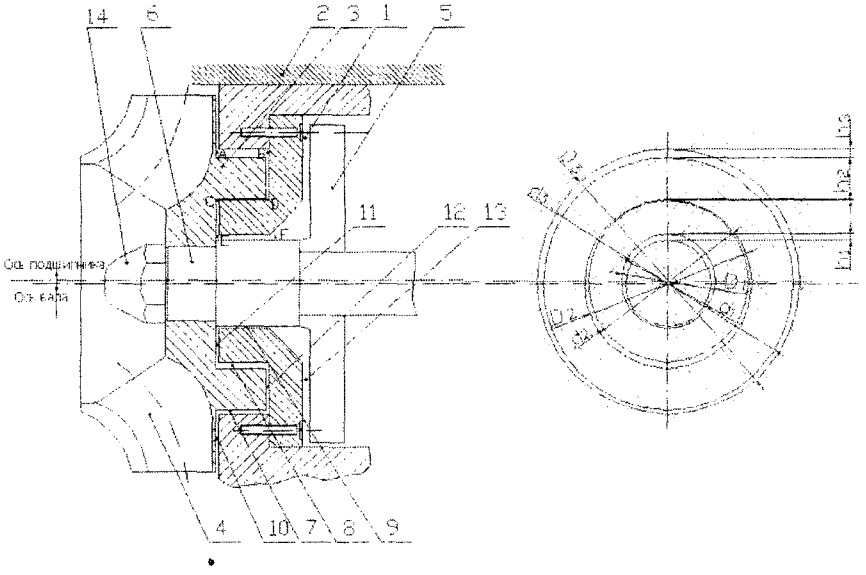


Рис. 1. Конструктивная схема многоопорного подшипника скольжения

Для всех видов быстроходных турбомашин существуют общие принципы построения подвески роторов. Динамическую структуру турбомашины с подшипниками скольжения можно представить в виде схемы возможных движений ротора под действием нестационарных возмущающих сил и реакций смазочного слоя. Динамическая структура должна удовлетворять следующим условиям – обеспечение конструктивного оформления турбомашины и технологичности ее конструкции, а также устойчивости движения ротора на переходных режимах и рабочей частоте вращения.

Особенностью расчета данной опоры является наличие трех связанных радиальных несущих слоев. Изменение положения ротора под действием нестационарных (переменных по величине и направлению) возмущающих сил приводит к изменению реакции смазочного слоя всех радиальных смазочных слоев. Причем реакции слоев на возмущения неодинаковы: одновременное увеличение радиального зазора в одних слоях и уменьшение его в других приводит к возрастанию и падению реакции смазочного слоя в различных радиальных слоях одновременно. Таким образом, для описания динамики ротора необходимо совместное решение уравнений для каждого радиального несущего слоя.

Динамическая модель роторно-опорного узла при условии допустимости применения линейного подхода (малые смещения от положения равновесия) может быть условно представлена в виде осциллятора, опирающегося на систему пружин и демпферов (рис. 2).

В неподвижной системе координат, связанной с центром подшипника уравнения движения центра шейки ротора в размерном виде запишутся

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = F_x - R_x; \quad m\frac{d^2y}{dt^2} = F_y - R_y, \tag{1}$$

где R_x, R_y – проекции на оси координат реакции смазочного слоя;

F_x, F_y – проекции на те же оси внешних сил;

m – масса ротора.

В полярной системе координат, связанной с вращающейся линией центров, уравнения движения имеют вид

$$m(\ddot{e} - e\dot{\varphi}^2) = F_i - R_i;$$
$$m(e\ddot{\varphi} - 2\dot{e}\dot{\varphi}) = F_j - R_j. \qquad (2)$$

В безразмерных параметрах систему (4.3) запишем

$$\Lambda(\ddot{x} - x\dot{\varphi}^2) = \overline{F}_i - \overline{R}_i;$$
$$\Lambda(x\ddot{\varphi} - 2\dot{x}\dot{\varphi}) = \overline{F}_j - \overline{R}_j, \qquad (3)$$

где $\Lambda = \dfrac{mh_0}{P_0 D_0 L_0 t_0^2}$ – приведенная масса цапфы.

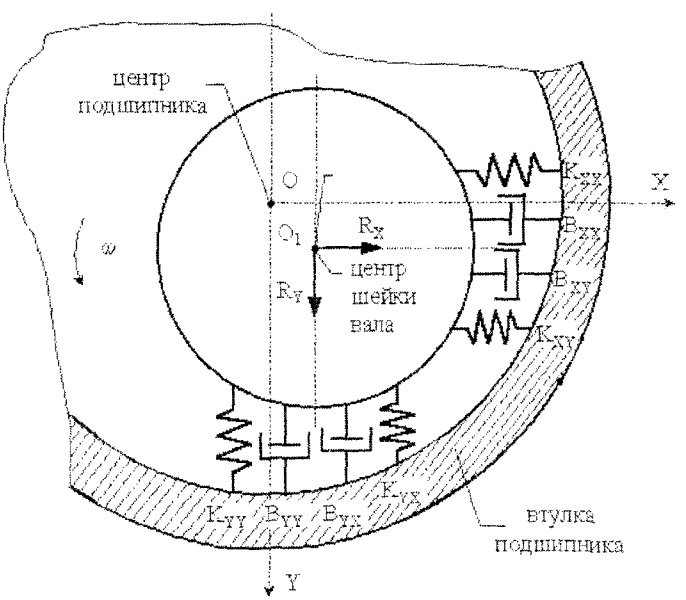


Рис. 2. Динамическая модель многоопорного подшипника скольжения

Необходимо отметить, что в данном многоопорном подшипнике скольжения реакции смазочных слоев, образующиеся в каждом радиальном несущем слое, участвуют в образовании равнодействующей силы реакции опоры. Причем участие реакций каждого слоя в образовании равнодействующей реакции различно. Так при снижении центра шейки вала, в радиальных зазорах 9 и 7 (рис. 1) возникает реакция смазочного слоя, стремящаяся вернуть центра шейки вала в центр подшипника, одновременно с этим реакция смазочного слоя в радиальном зазоре 8 (рис. 1) противодействует этому.

Таким образом, проекция на ось X результирующей реакции смазочного слоя в векторном виде запишется

$$\vec{R}_x = \vec{R}_{x1} + \vec{R}_{x2} + \vec{R}_{x3}, \qquad (4)$$

где R_{x1}, R_{x2}, R_{x3} – проекции на ось X реакций в 9, 8 и 7 радиальных зазорах соответственно.

Проекция на ось Y результирующей реакции смазочного слоя в векторном виде запишется

$$\vec{R}_y = \vec{R}_{y1} + \vec{R}_{y2} + \vec{R}_{y3}, \qquad (5)$$

где R_{y1}, R_{y2}, R_{y3} – проекции на ось Y реакций в 9, 8 и 7 радиальных зазорах соответственно.

Приложение действующих на ротор сил изображено на рисунке 3.

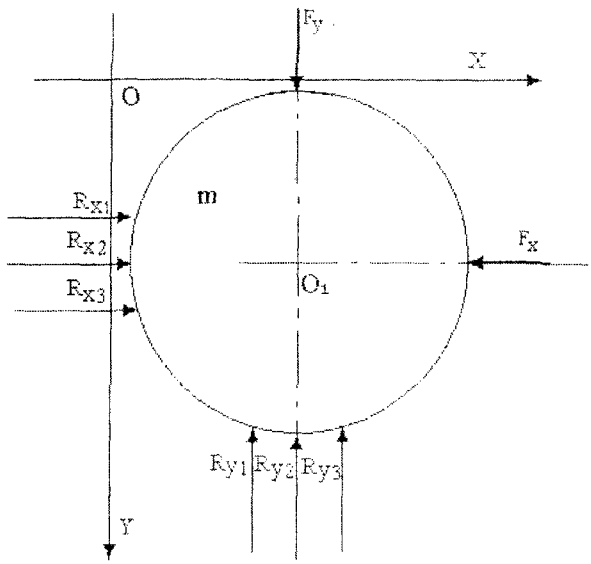


Рис. 3. Схема действующих на ротор сил

Для сбалансированного ротора внешняя нагрузка уравновешивается реакциями смазочного слоя; в этом случае условие равновесия примет вид

$$\begin{aligned}
&R_{X10}=0\Rightarrow\int_0^L\int_0^{\pi D}p_1\sin\alpha\,dxdz=0;\quad R_{Y10}=-mg\Rightarrow\int_0^L\int_0^{\pi D}p_1\cos\alpha\,dxdz=mg;\\
&R_{X20}=0\Rightarrow\int_0^L\int_0^{\pi D}p_2\sin\alpha\,dxdz=0;\quad R_{Y20}=mg\Rightarrow\int_0^L\int_0^{\pi D}p_2\cos\alpha\,dxdz=-mg;\\
&R_{X30}=0\Rightarrow\int_0^L\int_0^{\pi D}p_3\sin\alpha\,dxdz=0;\quad R_{Y30}=-mg\Rightarrow\int_0^L\int_0^{\pi D}p_3\cos\alpha\,dxdz=mg.
\end{aligned}\tag{6}$$

Если под влиянием внешней силы цапфа ротора сместится от положения подвижного равновесия на величины ΔX и ΔY соответственно, а изменения скорости составят $\Delta\dot{X}$ и $\Delta\dot{Y}$, то в новом положении на опорную поверхность ротора будут действовать вновь возникшие дополнительные гидродинамические реакции, в каждом смазочном слое, являющиеся функциями перемещений и скоростей центра цапфы: $\Delta R_X=\Delta R_X\left(X,Y,\dot{X},\dot{Y}\right)$ и $\Delta R_Y=\Delta R_Y\left(X,Y,\dot{X},\dot{Y}\right)$.

Если свойства всех слоев одинаковы, то уравнения для всех смазочных слоев многоопорного подшипника аналогичны, поэтому далее представим только уравнения дополнительных реакций первого смазочного слоя:

В предположении малости смещений ΔX и ΔY от положения равновесия и скоростей $\Delta\dot{X}$ и $\Delta\dot{Y}$, реакции R_{X1} и R_{Y1}, основываясь на разложении в ряд Тейлора в окрестности стационарного положения $(X_0; Y_0)$ получим

$$\begin{aligned}
R_{X1}&=R_{X10}+\left(\frac{\partial R_{X1}}{\partial X}\right)_0\Delta X+\left(\frac{\partial R_{X1}}{\partial Y}\right)_0\Delta Y+\left(\frac{\partial R_{X1}}{\partial\dot{X}}\right)_0\Delta\dot{X}+\left(\frac{\partial R_{X1}}{\partial\dot{Y}}\right)_0\Delta\dot{Y}+\ldots\\
R_{Y1}&=R_{Y10}+\left(\frac{\partial R_{Y1}}{\partial X}\right)_0\Delta X+\left(\frac{\partial R_{Y1}}{\partial Y}\right)_0\Delta Y+\left(\frac{\partial R_{Y1}}{\partial\dot{X}}\right)_0\Delta\dot{X}+\left(\frac{\partial R_{Y1}}{\partial\dot{Y}}\right)_0\Delta\dot{Y}+\ldots
\end{aligned}\tag{7}$$

Дополнительные реакции в смазочном слое можно записать в матричном виде

$$\begin{bmatrix}\Delta R_{X1}\\ \Delta R_{Y1}\end{bmatrix} = -K\cdot\begin{bmatrix}\Delta X\\ \Delta Y\end{bmatrix} - B\cdot\begin{bmatrix}\Delta\dot{X}\\ \Delta\dot{Y}\end{bmatrix};\quad K=\begin{bmatrix}K_{XX} & K_{XY}\\ K_{YX} & K_{YY}\end{bmatrix};\quad B=\begin{bmatrix}B_{XX} & B_{XY}\\ B_{YX} & B_{YY}\end{bmatrix}, \tag{8}$$

где матрица K характеризует упругие, а матрица B – демпфирующие свойства смазочного слоя. Элементы матриц K и B – коэффициенты K_{XX}, K_{XY},..., B_{YX}, B_{YY} – частные производные, рассчитываемые в положении равновесия

$$\begin{aligned} K_{XX} &= -\left(\frac{\partial R_X}{\partial X}\right)_0;\quad K_{XY} = -\left(\frac{\partial R_X}{\partial Y}\right)_0;\quad K_{YX} = -\left(\frac{\partial R_Y}{\partial X}\right)_0;\quad K_{YY} = -\left(\frac{\partial R_Y}{\partial Y}\right)_0;\\ B_{XX} &= -\left(\frac{\partial R_X}{\partial \dot{X}}\right)_0;\quad B_{XY} = -\left(\frac{\partial R_X}{\partial \dot{Y}}\right)_0;\quad B_{YX} = -\left(\frac{\partial R_Y}{\partial \dot{X}}\right)_0;\quad B_{YY} = -\left(\frac{\partial R_Y}{\partial \dot{Y}}\right)_0. \end{aligned} \tag{9}$$

В таком случае выражения для реакций смазочных слоев примут вид

$$\begin{aligned} R_{X1} &= R_{X10} - K_{XX}\Delta X - K_{XY}\Delta Y - B_{XX}\Delta\dot{X} - B_{XY}\Delta\dot{Y};\\ R_{Y1} &= R_{Y10} - K_{YX}\Delta X - K_{YY}\Delta Y - B_{YX}\Delta\dot{X} - B_{YY}\Delta\dot{Y};\\ R_{X2} &= R_{X20} - K_{XX}\Delta X - K_{XY}\Delta Y - B_{XX}\Delta\dot{X} - B_{XY}\Delta\dot{Y};\\ R_{Y2} &= R_{Y20} - K_{YX}\Delta X - K_{YY}\Delta Y - B_{YX}\Delta\dot{X} - B_{YY}\Delta\dot{Y};\\ R_{X3} &= R_{X30} - K_{XX}\Delta X - K_{XY}\Delta Y - B_{XX}\Delta\dot{X} - B_{XY}\Delta\dot{Y};\\ R_{Y3} &= R_{Y30} - K_{YX}\Delta X - K_{YY}\Delta Y - B_{YX}\Delta\dot{X} - B_{YY}\Delta\dot{Y}. \end{aligned} \tag{10}$$

Тогда уравнения движения центра шейки ротора в размерном виде с учетом проделанных выше преобразований примет вид

$$\begin{aligned} m\frac{d^2x}{dt^2} = F_x &- (R_{X10} - K_{XX}\Delta X - K_{XY}\Delta Y - B_{XX}\Delta\dot{X} - B_{XY}\Delta\dot{Y} -\\ &- (R_{Y10} - K_{YX}\Delta X - K_{YY}\Delta Y - B_{YX}\Delta\dot{X} - B_{YY}\Delta\dot{Y}) +\\ &+ R_{X30} - K_{XX}\Delta X - K_{XY}\Delta Y - B_{XX}\Delta\dot{X} - B_{XY}\Delta\dot{Y}); \end{aligned} \tag{11}$$

$$\begin{aligned} m\frac{d^2y}{dt^2} = F_y &- (R_{Y10} - K_{YX}\Delta X - K_{YY}\Delta Y - B_{YX}\Delta\dot{X} - B_{YY}\Delta\dot{Y} -\\ &- (R_{Y20} - K_{YX}\Delta X - K_{YY}\Delta Y - B_{YX}\Delta\dot{X} - B_{YY}\Delta\dot{Y}) +\\ &+ R_{Y30} - K_{YX}\Delta X - K_{YY}\Delta Y - B_{YX}\Delta\dot{X} - B_{YY}\Delta\dot{Y}) \end{aligned}$$

Полученные уравнения являются основой для дальнейшего анализа динамической системы многоопорного подшипника скольжения, в частности для анализа устойчивости системы.

Список литературы

1. Савин Л.А. Теоретические основы расчета и динамика подшипников скольжения с парожидкостной смазкой: Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. – Орел, 1998. – 352 с.

2. Соломин О.В. Колебание и устойчивость роторов на подшипниках скольжения в условиях вскипания смазочного материала: Диссертация на соискание ученой степени кандидат технических наук. – Орел, 2000. – 273 с.

3. Самарский А.А. Численные методы. – М.: Наука, 1989. – 430 с.

УДК 62-233.2

Салин М.И., *аспирант*
Соломин О.В., *канд. техн. наук, доцент кафедры «Динамика и прочность машин»*
Дорофеев Л.В., *аспирант*
г.Орел, тел. (0862) 419849, e-mail: pmpl@ostu.ru

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЖЕСТКОГО РОТОРА В АКТИВНЫХ МАГНИТНЫХ ПОДШИПНИКАХ

The paper represents the theoretical base and the results of numerical simulation of dynamics of a rotor on active magnetic bearings. Engineering calculation of magnetic forces and the description of a rigid rotor movement model are realized on the base of SIMULINK 4.5. The results of simulation including various number of geometric and work parameters have been represented as trajectories of a journal center.

Одним из наиболее перспективных решений для выполнения подвески высокоскоростных роторов становится применение активных магнитных подшипников (АМП), обладающих свойствами, которые не могут быть реализованы опорами других типов [1]. На рисунке 1 представлена структурная схема активного магнитного подшипника. Подшипник включает в себя ротор, подвешенный в электромагнитном поле, закрепленные на статоре электромагниты и датчики положения ротора (проксиметры), в качестве которых часто используют индуктивные датчики. Механический контакт между ротором и неподвижным статором отсутствует. Смещения ротора из заданного положения равновесия измеряются датчиками положения. Сигнал с датчиков обрабатывается электронной системой управления таким образом, что магнитные силы возвращают ротор в исходное состояние. При релейном управлении можно рассматривать электрические процессы в системе управления как безынерционные по отношению к механическим, а изменение механических параметров за время протекания электрических процессов считать пренебрежимо малым [2].

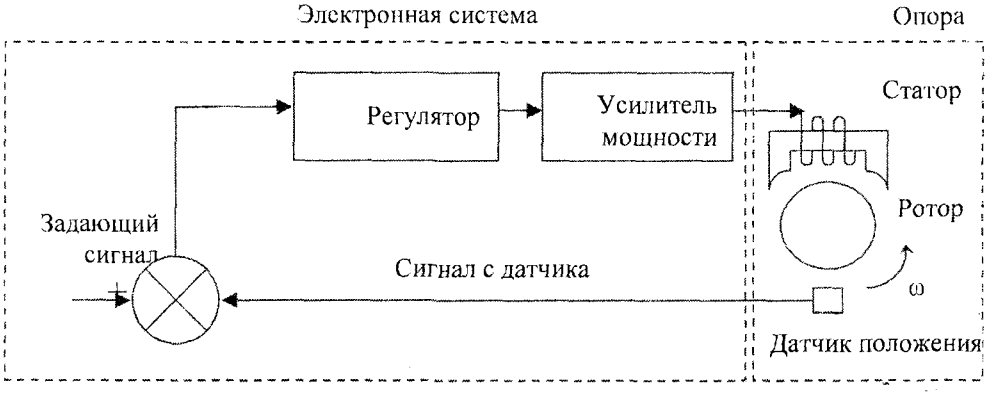


Рис. 1. Структурная схема АМП

Моделирование поведения ротора на АМП является актуальной задачей, решение которой позволит быстро подобрать геометрические (размеры статора, величина зазора) и электрические параметры (значения напряжений и токов в обмотках электромагнитов, параметры электронной системы управления) активной магнитной опоры, таким образом чтобы обеспечить необходимые значения скорости вращения, грузоподъемности и обеспечить устойчивое движение ротора.

Получим, используя уравнение Лагранжа второго рода [3], уравнения движения жесткого ротора, опирающегося на два активных магнитных подшипника (рисунок 2).

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_S} - \frac{\partial T}{\partial y_S} = Y_S, \quad s = 1 \ldots 4, \tag{1}$$

где обобщенными координатами y_S являются координаты центров опорных участков ротора x_1, y_1 и x_2, y_2; Y_S – обобщенная сила; T – кинетическая энергия.

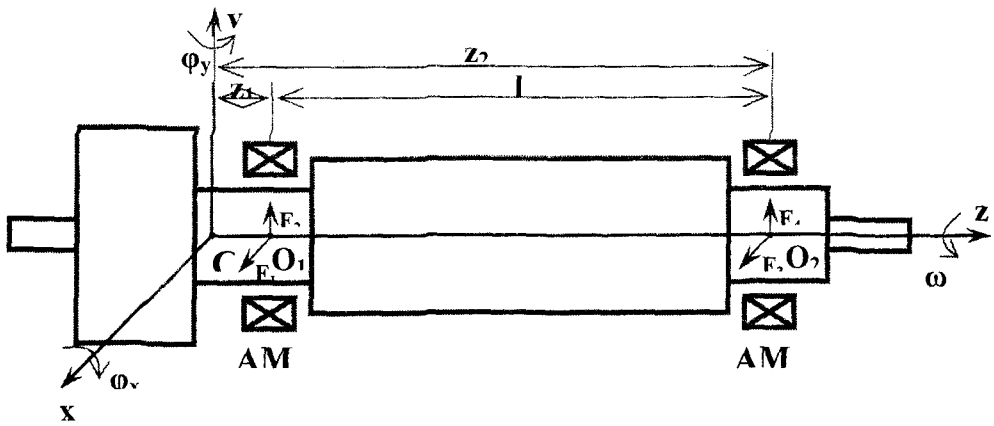


Рис. 2. Подвес жесткого ротора в двух радиальных АМП

Выражение для кинетической энергии имеет вид [1]

$$T = \frac{1}{2}\left\{m_1\left(\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2\right) + m_2\left(\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2\right) - 2m_{12}\left(\dot{x}_1\dot{x}_2 + \dot{y}_1\dot{y}_2\right) + h_0\left(y_2 - y_1\right)\left(\dot{x}_2 - \dot{x}_1\right) + \right.$$

$$+ \frac{2Me\,\omega}{l}\left[\left(\dot{x}_2 z_1 - \dot{x}_1 z_2\right)\sin\omega t + \left(\dot{y}_1 z_1 - \dot{y}_2 z_2\right)\cos\omega t\right] + \qquad (2)$$

$$\left. + \frac{2J_{yz}\,\omega}{l}\left[\left(\dot{x}_1 - \dot{x}_2\right)\cos\omega t + \left(\dot{y}_1 - \dot{y}_2\right)\sin\omega t\right]\right\},$$

где m_1, m_2, m_{12} – инерционные коэффициенты;
h_0 – гироскопический коэффициент, определяемые следующими соотношениями

$$m_1 = \frac{J_1 + Mz_2^2}{l^2}; \qquad m_{12} = \frac{J_1 + Mz_1 z_2}{l^2}; \qquad m_2 = \frac{J_1 + Mz_1^2}{l^2}; \qquad h_0 = \frac{J_3\,\omega}{l^2};$$

где J_{yz} – центробежный момент инерции ротора;
ω – угловая скорость вращения ротора;
M – масса ротора.

Подстановка (2) в (1) приводит к дифференциальным уравнениям движения

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 - m_{12}\ddot{x}_2 + h_0\left(\dot{y}_1 - \dot{y}_2\right) = F_1 + Q_1 + Q_{v1}(t); \\ m_1\ddot{y}_1 - m_{12}\ddot{y}_2 + h_0\left(\dot{x}_1 - \dot{x}_2\right) = F_2 + Q_2 + Q_{v2}(t); \\ -m_{12}\ddot{x}_1 - m_2\ddot{x}_2 + h_0\left(\dot{y}_1 - \dot{y}_2\right) = F_3 + Q_3 + Q_{v3}(t); \\ -m_{12}\ddot{y}_1 - m_2\ddot{y}_2 + h_0\left(\dot{x}_1 - \dot{x}_2\right) = F_4 + Q_4 + Q_{v4}(t). \end{cases} \qquad (3)$$

где F – магнитные силы подшипников;
Q – обобщенные внешние силы;
$Q_v(t)$ – обобщенные возмущающие силы.

В качестве внешних сил могут выступать: сила тяжести, различные силы возникающие при работе системы (например, силы, вызванные воздействием инструмента в станках и др). К возмущающим силам относятся центробежные силы, силы, возникающие при критических ситуациях (например, отрыв лопатки турбины, удар ротора о страховочный подшипник и др.). Определяющим фактором для расчета динамики ротора является знание электромагнитной силы в подвесе. Найти силу, которая действует на ротор со стороны электромагнита, можно рассмотрев энергию магнитного W поля в зазоре для одностепенного подвеса (рисунок 3) [4]

$$W = \frac{1}{2} BHV = BHA\delta, \tag{4}$$

где B – индукция магнитного поля в зазоре (можно принять равной индукции внутри катушки [4]);

H – напряженность магнитного поля в зазоре;

A – площадь полюса;

δ – зазор.

Сила может быть определена в виде [4]

$$F = \frac{dW}{d\delta}. \tag{5}$$

Полагая для малых перемещений $d\delta$, магнитный поток $B \cdot A$ неизменным, получим

$$F = \frac{B^2 A}{\mu_0}, \tag{6}$$

где $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м – магнитная постоянная [5].

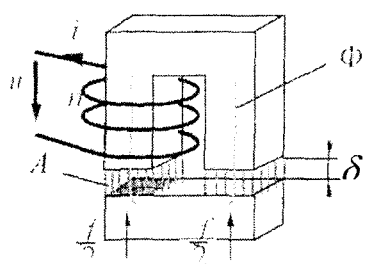


Рис. 3. Одностепенной подвес

В диапазоне значений токов, когда B прямопропорционально i (сила тока), то есть при отсутствии насыщения в магнитной цепи, сила может быть определена по выражению [4]

$$F = \frac{n^2 \mu_0 A}{4} \cdot \frac{i^2}{\delta^2} = \frac{c_L \cdot i^2}{2 \cdot (\delta - y)^2}, \tag{7}$$

где n – количество витков в катушке;

y – перемещение якоря из положения равновесия;

c_L – конструктивный параметр подвеса, определяемый геометрией статора и количеством витков в обмотках электромагнитов [1].

Когда подвес находится в состоянии равновесия, сила электромагнита равна

$$F_C = \frac{c_L \cdot i_C^2}{2 \cdot \delta^2}, \tag{8}$$

где i_C – ток смещения, обеспечивающий необходимую силу F_C.

При малом смещении тела из положения равновесия, ток в обмотках должен измениться на какую-то величину Δi, что повлечет за собой изменение силы ΔF

$$\Delta F = c_y y + h_i \Delta i, \tag{9}$$

где $c_y = \left(\frac{\partial F}{\partial y}\right)_0 = \frac{c_L i_C^2}{\delta^3}$ – отрицательная позиционная жесткость подвеса;

$h_i = \left(\frac{\partial F}{\partial i}\right)_0 = \frac{c_L i_C}{\delta^2}$ – токовая жесткость подвеса, характеризующие зависимость магнитной силы от перемещения и тока соответственно.

Таким образом

$$F = F_C + \Delta F \quad \text{и} \quad i = i_C + \Delta i. \tag{10}$$

Токи в обмотках электромагнитов регулируются системой управления, от структуры и параметров которой зависят законы управления. Для удобства потребуем, чтобы подвес выполнял роль упругодемпферного элемента с коэффициентом жесткости c и коэффициентом демпфирования b, то есть:

$$\omega_0 = \sqrt{c/m} \quad \text{и} \quad \varsigma = b/2m\omega_0, \tag{11}$$

где ω_0 – частота свободных недемпфированных колебаний;

ς – коэффициент затухания.

Тогда, согласно [1], закон изменения тока в обмотке будет иметь вид

$$\Delta i = -\left(k_1 y + k_2 \dot{y}\right), \tag{12}$$

где

$$k_1 = \left(m\omega_0^2 + c_y\right)/h_i, \qquad k_2 = 2m\varsigma\omega_0/h_i. \tag{13}$$

При раздельном управлении каждый из электромагнитов рассматривается как одностепенной подвес и управляется автономно по сигналу соответствующего датчика. В случае симметричного ротора достаточно двух датчиков: одного – для фиксации изменений по оси x и по оси y.

Далее будем рассматривать симметричный ротор, пренебрегая также инерционной и гироскопической связанностью. В этом случае уравнения движения принимают вид

$$\begin{cases} m\ddot{x} = me\omega^2 \cos(\omega t) + 2F_X; \\ m\ddot{y} = me\omega^2 \sin(\omega t) + 2F_Y - mg. \end{cases} \tag{14}$$

Здесь в качестве внешних сил выступает только сила тяжести, а возмущающей силой является центробежная сила, как показано на рисунке 4.

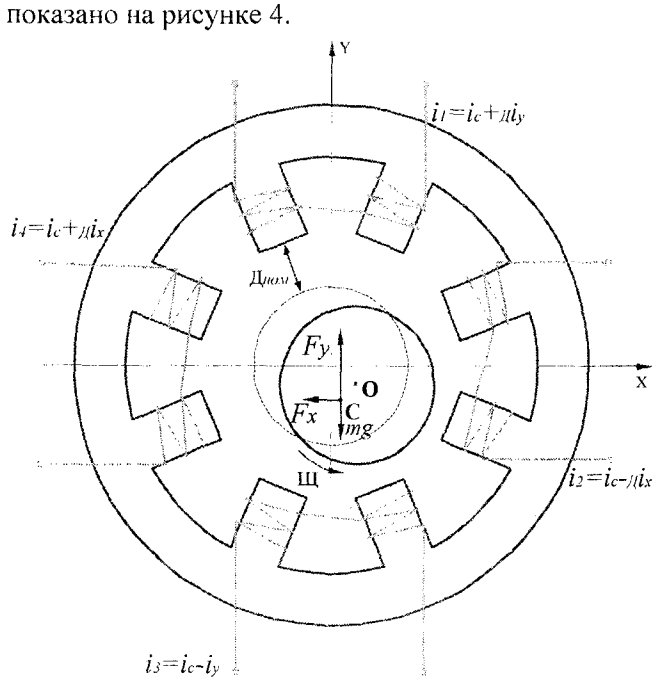


Рис. 4. К расчету сил в АМП

Для моделирования динамического поведения жесткого симметричного ротора был использован специализированный пакет математического моделирования Simulink 4.5 [6]. Структура построенной модели представлена на рисунке 5.

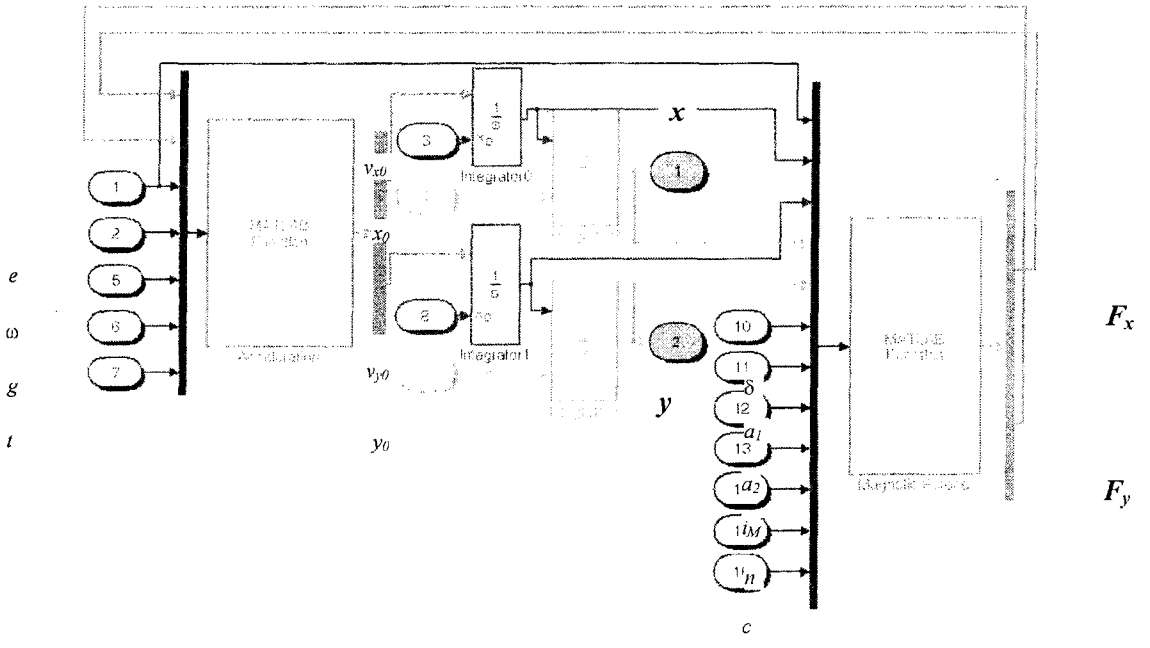


Рис. 5. Модель в Simulink 4.5

Основу модели составляют две математические функции: *Acceleration*, содержащая систему уравнений движения (14), и *Magnetic Forces*, в которой определяются магнитные силы и токи по формулам (10) с учетом (9) и (12). На входы блока первой функции поступают значения таких физических величин как масса ротора, его эксцентриситет, угловая скорость вращения, гравитационная постоянная g и текущее время t. Функция *Acceleration* возвращает значения проекций ускорения центра цапфы ротора на оси x и y: a_x и a_y, затем эти значения дважды численно интегрируются (интеграторы Integrator0 – Integrator3) для получения значений текущих координат центра цапфы. На входы интеграторов поступают начальные значения координат и проекций скорости движения центра цапфы. Блок функции *Magnetic Forces* использует результаты первого и второго интегрирования при расчете магнитных сил в соответствии с формулой (12). Также для нахождения магнитных сил необходимы следующие параметры: номинальный радиальный зазор, размеры статора, максимальный допустимый ток, количество витков в обмотках, параметры жесткости и демпфирования подвеса, определяемые системой управления. На выходах этого блока получаем магнитные силы Fx и Fy, которые в свою очередь используются блоком функции *Acceleration* (обратная связь). По значениям x и y (выходы системы 1 и 2 на схеме обозначены темными эллипсами) производится построение траекторий движения. На рисунке 6 представлены траектории движения, полученные при следующих условиях:

а) масса ротора	$m = 2$ *кг*;
дисбаланс	$e = 0{,}001$ *м*;
радиальный зазор в АМП	$\delta = 0{,}0004$ *м*;
начальные значения скорости:	$v_{x0} = 0; v_{y0} = 0$ *м/с*;
начальные значения координат центра цапфы	$x_0 = 0$; $y_0 = 0$ *м*;
скорость вращения	ω=7000 *об/мин*.
б) масса ротора	$m = 2$ *кг*;
дисбаланс	$e = 0{,}001$ *м*;
радиальный зазор в АМП	$\delta = 0{,}0004$ *м*;
начальные значения скорости:	$v_{x0} = 0; v_{y0} = 0$ *м/с*;
начальные значения координат центра цапфы	$x_0 = 0{,}0001$; $y_0 = 0{,}0001$ *м*;
скорость вращения	ω=5000 *об/мин*.

а) б)

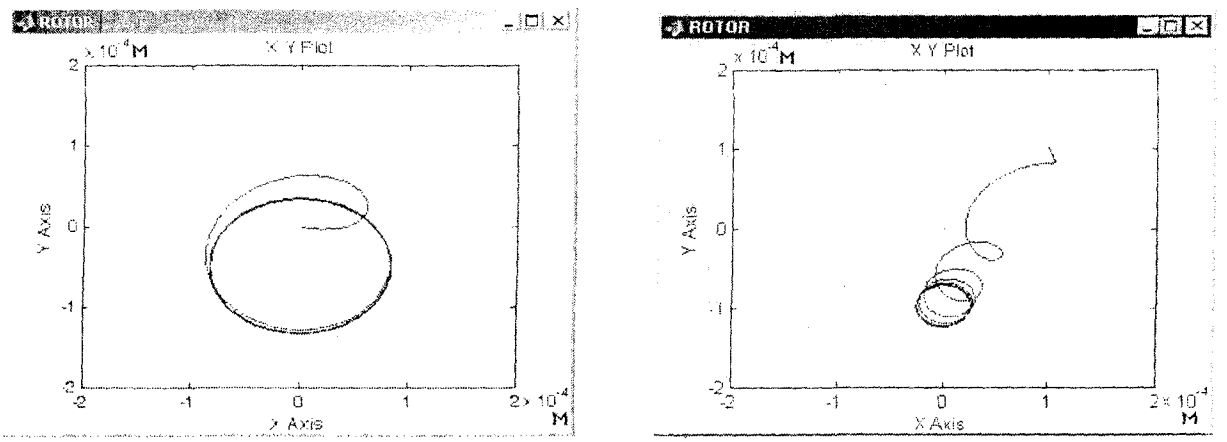


Рис. 6. Траектории движения ротора

Построенная модель позволяет варьировать различные параметры, такие как начальное положение ротора, эксцентриситет, масса. Включение блока для вычисления скорости вращения ь зависимости от времени позволит моделировать такие важные процессы как разгон и торможение Таким образом, была построена гибкая модель, которая может дополняться и усложняться в зависимости от задач исследования.

Список литературы

1. Журавлёв Ю.Н. Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение. – СПб.: Политехника, 2003. – 206 с.

2. Бетин В.Н., Айзеншток Г.И. Динамика радиального движения шпинделя в магнитных опорах // Станки и инструменты – 1988. – №5 – С. 20-22.

3. Меркин Д.Р. Введение в теорию устойчивости движения. – М.: Наука, 1971. – 312 с.

4. Schweitzer G. Active magnetic bearings – chances and limitations // Sixth International Conference of Rotor Dynamics. – 2 Vol. – P. 1-15.

5. Иродов И.Е. Электромагнетизм. Основные законы. – 3-е изд., испр. – М.: Лаборатория базовых знаний, 2000. – 352 с.

6. Дьяконов В.П. Matlab 6/6.1/6.5 Simulink 4/5: основы применения. – М., 2002. – 768 с.

УДК 658.58

Соломин О.В., *канд. техн. наук, доцент кафедры «Динамика и прочность машин»*
Широков С.В., *аспирант*
Данчин И.А., *аспирант*
г.Орел, тел. (0862) 419849, e-mail: pmpl@ostu.ru

ПРИЛОЖЕНИЕ ВЕЙВЛЕТ-АНАЛИЗА К ОБРАБОТКЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ СИГНАЛОВ РОТОРНЫХ МАШИН

In this clause the comparison of a traditional method of the analysis of vibrating signals, Fourier-transformation, and rather recently of appeared method of the wavelet-analysis will be carried out. The basic difference of a method of wavelet-transformation that is reached good localization both on frequency, and on time. While the usual transformation Fourier gives the good sanction on frequency, and with the help of window transformation it is possible to receive the good sanction on time.

Большинство сигналов, встречающихся на практике, изначально представлены во временной

области, то есть сигнал является функцией времени. Так, сигналы, поступающие с первичных преобразователей вибрации, давления, температуры представлены именно во временной области. Однако, анализ сигналов во временной области не позволяет идентифицировать влияние отдельных частот и соответствующие им уровни сигнала, именно это необходимо для решения задач диагностики оборудования и мониторинга его технического состояния. Кроме этого, временное представление сигнала требует для своего хранения значительных объемов памяти, что становится актуальной проблемой при его цифровой обработке.

Применительно к решению задач мониторинга технического состояния и вибрационной диагностики роторных машин (турбомашины, электрические машины, ветрогенераторы и т.п.) основную информацию о таких важных явлениях, как пуск и останов, смена режима работы, ударное воздействие, сейсмическое возмущение и т.п., можно получить, только анализируя частотное представление сигнала. Представление сигнала в частотной области достигается применением спектрального анализа [1].

До недавнего времени основным способом спектрального анализа сигналов являлось преобразование Фурье и его модификации, такие как быстрое преобразование Фурье (БПФ) и оконное преобразование Фурье (ОПФ) [2]. В результате преобразования Фурье сигнала, заданного во временной области, мы получаем его спектральное представление. Вместо значений времени на оси абсцисс графика сигнала теперь будут отложены значения частоты, а ось ординат будет отображать амплитуду той или иной частоты в исходном сигнале.

В основе преобразования Фурье лежит декомпозиция сигнала на комплексные экспоненциальные функции различных частот. Процесс декомпозиции задается двумя известными равенствами [2]

$$X(f)=\int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-2jptf}dt, \qquad x(t)=\int_{-\infty}^{+\infty} X(f)e^{2jptf}df,$$

где t – время;

f – частота;

$x(t)$ – сигнал во временной области;

$X(f)$ – сигнал в частотной области;

j – комплексная единица.

Приведенные соотношения описывают соответственно прямое и обратное преобразование Фурье.

Несмотря на широкое использование преобразования Фурье, оно имеет ряд недостатков. К примеру, при исследовании нестационарных сигналов важно не только знать, какие частоты в нем присутствуют, но и в какие моменты времени, в отличие от стационарных сигналов, где частотные составляющие присутствуют в любой момент времени.

Рассмотрим в качестве примера зашумленный сигнал, в котором на протяжении всего сигнала присутствуют три частотные компоненты 10, 50 и 130 Гц (рисунок 1а):

$$x(t) = 5\sin 2p\,10\,t + 7\sin 2p\,50\,t + 2\cos 2p\,130\,t$$

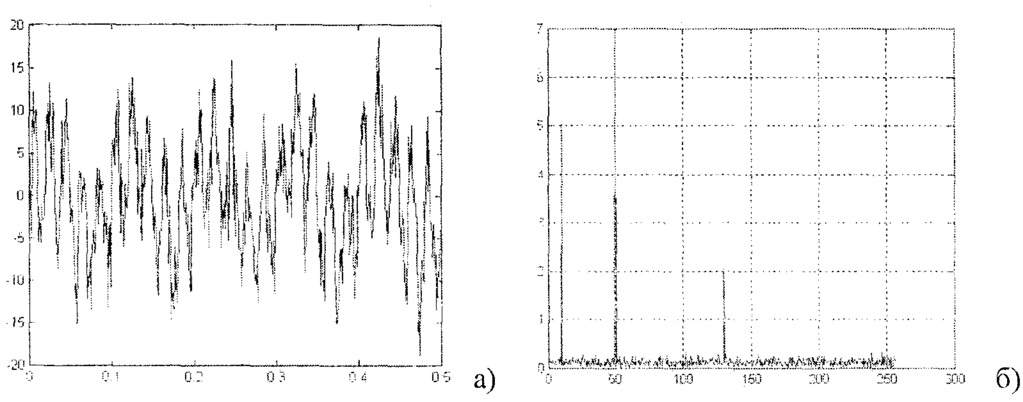


Рис. 1. Синусоидальный сигнал с тремя компонентами и его спектр

Поскольку частотные компоненты присутствуют в каждый момент времени, то сигнал является стационарным и для его анализа целесообразно применить преобразование Фурье (рисунок 1б). На этом рисунке отчетливо видны три характерных пика, соответствующие основным гармоникам, присутствующим в исходном сигнале.

Теперь рассмотрим нестационарный зашумленный сигнал, в котором те же частотные компоненты существуют только в определенные моменты времени (рисунок 2а).

$$x(t)=\begin{cases}5\sin 2p10t, & 0\le t<0{,}3,\\ 7\sin 2p50t, & 0{,}3\le t<0{,}6,\\ 2\cos 2p130t, & 0{,}6\le t<0{,}9.\end{cases}$$

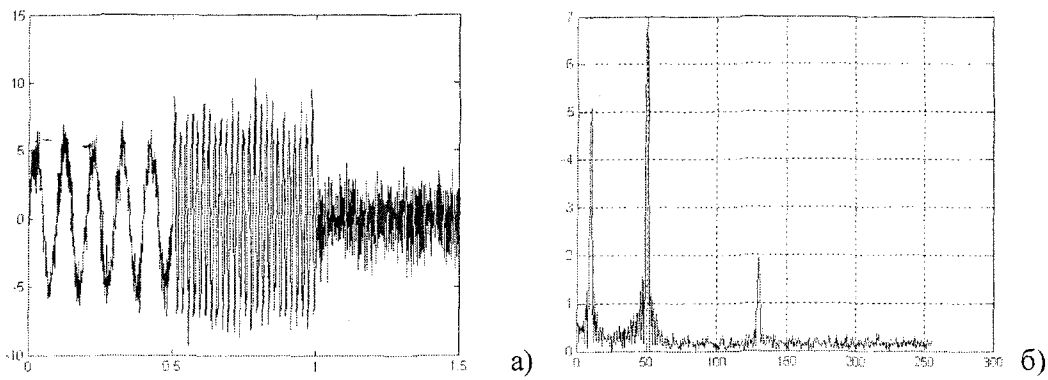


Рис. 2. Нестационарный сигнал и его частотный спектр

Результат анализа этого сигнала с помощью преобразования Фурье представлен на рисунке 2б. Как видно из этого рисунка, на спектре нестационарного сигнала отчетливо видны три пика с соответствующие частотам 10, 50 и 130 Гц. Таким образом, анализируя два различных сигнала, используя Фурье-преобразование, мы получили два практически идентичных спектральных представления исходных сигналов. Во втором случае, при анализе нестационарного сигнала, с помощью преобразования Фурье можно выделить основные частотные гармоники, но невозможно определить в какой момент времени в исходном сигнале присутствует та или иная частота.

Традиционной практикой в анализе нестационарных сигналов является разбиение всей частотной реализации на отдельные полосы одинаковой ширины и применение на каждой из этих полос преобразования Фурье со сглаживающими окнами (Ханнинга, Ханна, Габора и др.) [2]. Однако, несмотря на относительно высокую разрешающую способность анализа во временной и частотной областях, при этом резко возрастает объем вычислений и, соответственно, время расчета, что сказывается на качестве мониторинга и времени принятия решения.

Сравнительно недавно появился новый способ анализа сигналов – вейвлет-анализ [3]. Вейвлеты стали необходимым математическим инструментом во многих исследованиях. Их используют в тех случаях, когда результат анализа какого-либо сигнала должен содержать не только простое перечисление его характерных частот (масштабов), но и сведения об определенных локальных координатах, при которых эти частоты проявляют себя. Таким образом, анализ и обработка нестационарных (во времени) или неоднородных (в пространстве) сигналов разных типов представляют собой основное поле применений вейвлет-анализа [4]. Общий принцип построения базиса вейвлет-преобразования состоит в использовании масштабного преобразования и смещений. Любой из наиболее часто применяемых вейвлетов порождает полную ортонормированную систему функций с конечным носителем, построенных с использованием масштабного преобразования и сдвигов. Именно за счет изменения масштабов вейвлеты способны выявить различие в характеристиках на разных шкалах, а путем сдвига проанализировать свойства сигнала в разных точках на всем изучаемом интервале. В силу полноты этой системы, возможно сделать обратное преобразование. При анализе нестационарных сигналов за счет свойства локальности вейвлеты получают существенное преимущество перед преобразованием Фурье, которое дает нам только глобальные сведения о частотах (масштабах) исследуемого сигнала, поскольку используемые при этом функции (синусы, косинусы

или комплексные экспоненты) определены на бесконечном интервале. Это позволяет анализировать локальные свойства сигнала, тогда как преобразование Фурье не даст никакой информации, например, о том в какой момент времени частота сигнала изменилась [5].

Одним из часто используемых преобразований является непрерывное вейвлет-преобразование (НВП или CWT – Continue Wavelet Transform). Оно выполняется аналогично оконному преобразованию Фурье [2], в том смысле, что сигнал перемножается с функцией (вейвлетом), так же как с оконной функцией при ОПФ, и преобразование выполняется раздельно для разных участков времени.

В основе непрерывного вейвлет-преобразования лежит использование двух непрерывных и интегрируемых по всей оси t функций [3]:

– вейвлет-функция $\psi(t)$ с нулевым значением интеграла $\left(\int_{-\infty}^{+\infty}\psi(t)dt = 0\right)$, определяющая отдельные детали сигнала и порождающая детализирующие коэффициенты;

– масштабирующая (скейлинг-функция) $\varphi(t)$ с единичным значением интеграла $\left(\int_{-\infty}^{+\infty}\varphi(t)dt = 1\right)$, определяющая грубое приближение (аппроксимацию) сигнала и порождающая коэффициенты аппроксимации.

Масштабирующая функция $\varphi(t)$ присуща не всем вейвлетам, а только тем, которые относятся к ортогональным. Вейвлет-функция $\psi(t)$ создается на основе той или иной базисной функции $\psi_0(t)$, которая как $\psi(t)$, определяет тип вейвлета. Базисная функция должна удовлетворять всем требованиям, которые упоминались для функции $\psi(t)$. Она должна обеспечивать выполнение двух основных операций, которые можно представить как:

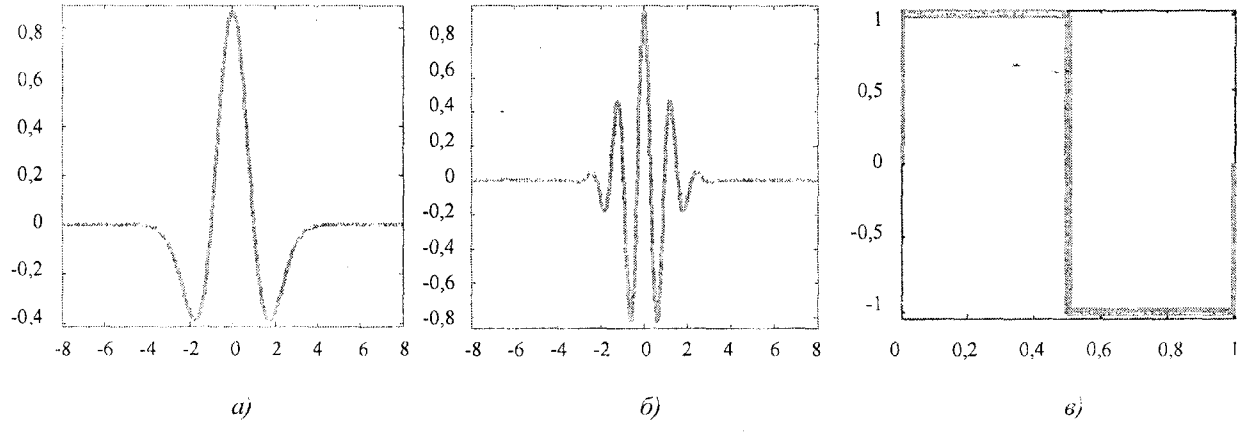
1. смещение по оси времени t – $\psi_0(t-b)$ при $b \in R$;

2. масштабирование – $f^{-1/2}\psi_0\left(\frac{t}{a}\right)$ при $a > 0$ и $a \in R^+ - \{0\}$.

Параметр a задает ширину этого пакета, а b – его положение. Следующее выражение задает сразу два этих свойства функции $\psi(t)$:

$$\psi(t) = \psi(a, b, t) = a^{-1/2}\psi_0\left(\frac{t-b}{a}\right).$$

Таким образом, для заданных a и b функция $\psi(t)$ и есть вейвлет. Вейвлеты являются вещественными функциями времени t и колеблются вокруг оси t. Параметр b задает положение вейвлетов, а параметр a – их масштаб [3]. На рисунке 3 приведены часто используемые вейвлеты.



а) *б)* *в)*

Рис. 3. Вейвлеты: а) «мексиканская шляпа»; б) Морле; в) Хаара

Прямое непрерывное вейвлет-преобразование сигнала $x(t)$ задается по формальной аналогии с преобразованием Фурье, путем вычисления вейвлет-коэффициентов по формуле

$$C(a,b) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) a^{-1/2} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt .$$

Как видно из равенства, преобразованный сигнал есть функция двух переменных a и b, определяющих параметры масштаба и сдвига соответственно. Функция преобразования $\psi(t)$ называется материнским вейвлетом. Таким образом, материнский вейвлет является прототипом для всех оконных функций.

Разложение по вейвлетам позволяет определить положение особенностей функции, наблюдая за теми местами, где вейвлет коэффициенты принимают большие значения. Очевидно, что ничего подобного нельзя сделать, используя преобразование Фурье. Как только вейвлеты сконструированы, они работают намного эффективнее в тех ситуациях, когда ряды и интегралы Фурье требуют нетривиальных математических подходов или сложных численных расчетов. Однако вейвлет-анализ не всегда может заменить Фурье-анализ. Эти два типа анализа являются скорее дополняющими друг друга, а не заменяющими.

Используя непрерывное вейвлет-преобразование, проанализируем сигнал, представленный на рисунке 2а. Для проведения вейвлет-анализа и построения графиков использовалось приложение Wavelet Toolbox системы компьютерной математики MATLAB 6.1 [6]. Результат проведенного преобразования представлен на рисунке 4.

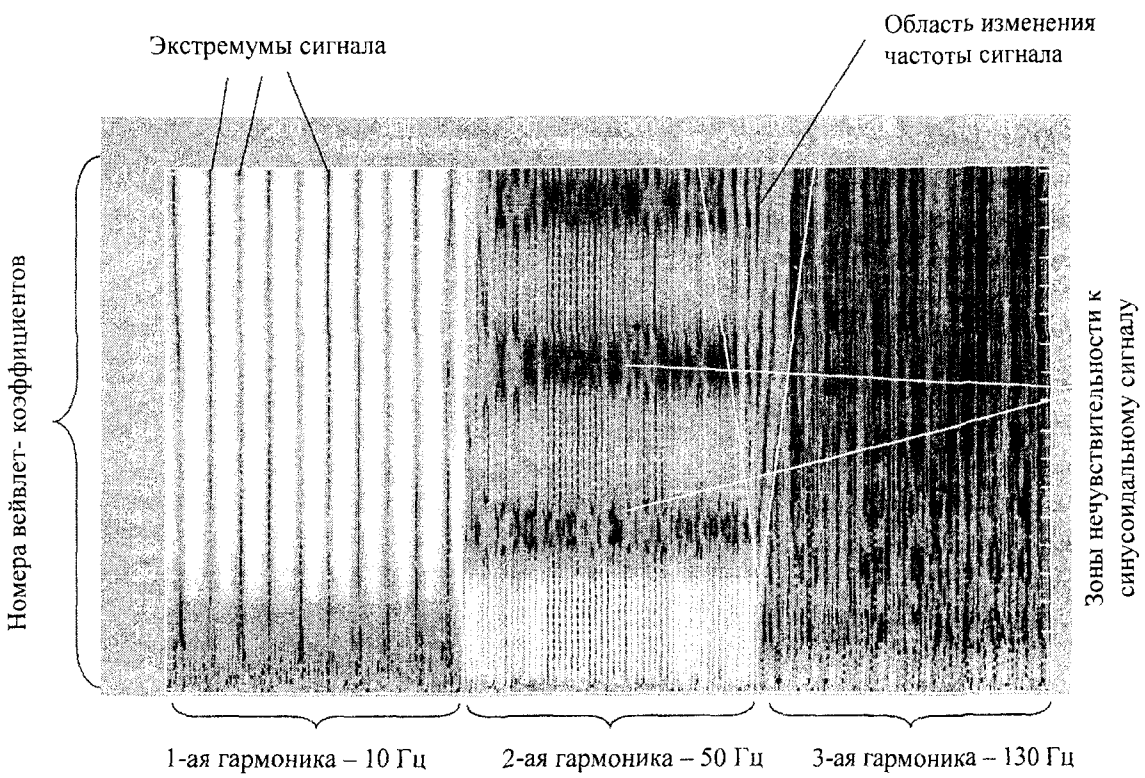


Рис. 4. Результат НВП для нестационарного сигнала

В качестве образующего вейвлета используется вейвлет Хаара. Количество рассчитываемых коэффициентов равно 128. Полученный график называется скейлограммой (от англ. scale – масштаб). Скейлограмма является трехмерным графиком, где по оси абсцисс отложены отсчеты сигнала, по оси ординат – номера вейвлет-коэффициентов, а цвет характеризует величину определенного вейвлет-коэффициента [7]. Чем ярче цвет, тем больше значение коэффициента. На рисунке 4 отчетливо видны моменты времени, в которые происходит смена частоты.

Рассмотрим теперь реальный сигнал, полученный при проведении экспериментальных исследований. Сигнал отражает перемещение центра цапфы ротора в зазоре подшипника жидкостного трения. На рисунке 5 представлен экспериментальный сигнал и результат непрерывного вейвлет-преобразования.

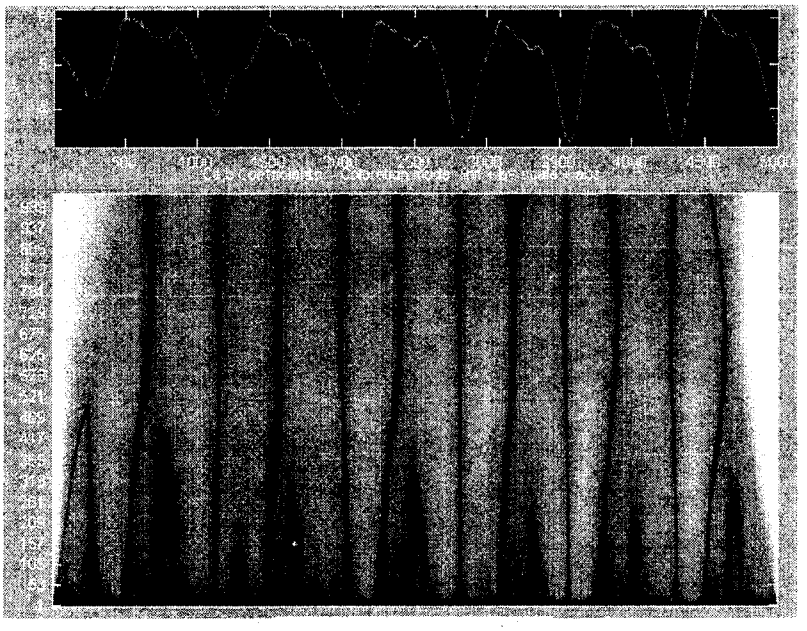


Рис. 5. Вибрационный сигнал и результат НВП

В качестве анализирующего вейвлета использован вейвлет Хаара. Количество рассчитанных коэффициентов равно 1024. На рисунке отчетливо видны характерные особенности сигнала, такие как экстремумы функции (вертикальные черные полосы), а также наличие высокочастотной составляющей (чередование светлых и темных зон при малых значениях вейвлет-коэффициентов). Наличие ярко светлых зон на скейлограмме обусловлено тем, что неизвестно как ведет себя сигнал вне рассматриваемого временного диапазона.

Выбор количества рассчитываемых коэффициентов зависит от того, насколько детальную скейлограмму мы хотим получить. При малых значениях вейвлет-коэффициентов хорошо прослеживается высокочастотная компонента сигнала, а при больших значениях – низкочастотная компонента. Чем меньше рассчитывается вейвлет коэффициентов, тем хуже детализация. Проанализируем тот же сигнал, но с меньшим количеством коэффициентов, например 256. Используется тот же вейвлет Хаара. Результат анализа представлен на рисунке 6.

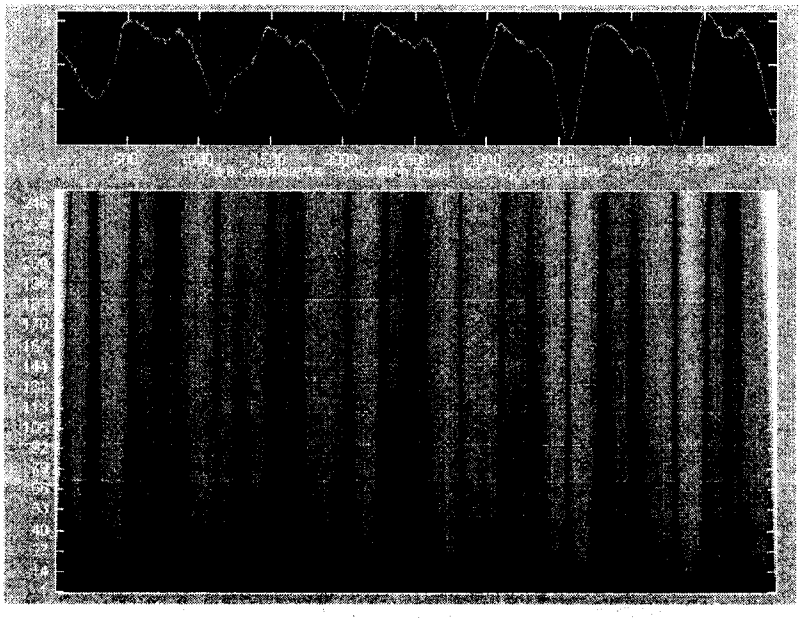


Рис. 6. Вибрационный сигнал и результат НВП

Нетрудно заметить, что при уменьшении числа вейвлет-коэффициентов наличие в сигнале высокочастотной составляющей проследить практически невозможно. И в целом, вся картина сигнала при уменьшении числа вейвлет-коэффициентов становится менее наглядной.

Проанализируем с помощью вейвлетов еще один экспериментальный сигнал, снятый во время разгона ротора. Для начала рассмотрим исходный сигнал с помощью вейвлета Хаара с количеством рассчитываемых коэффициентов равным 1024 (рисунок 7).

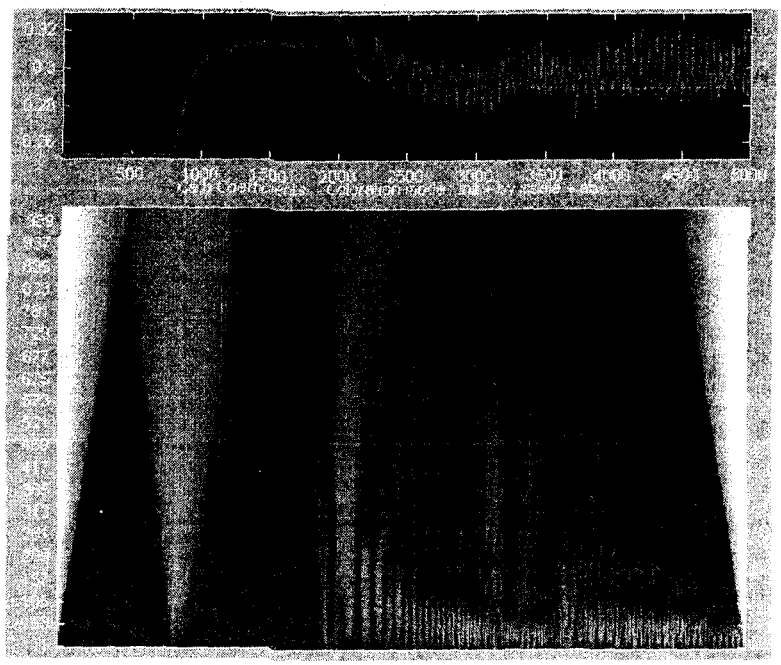


Рис. 7. Сигнал разгона ротора и его НВП (вейвлет Хаара)

Несмотря на то, что на рисунке можно выделить характерные особенности сигнала, такие как: резкий скачок положения центра цапфы ротора и область изменения частоты вращения ротора, он является не очень наглядным. В первую очередь это связано с тем, что при преобразовании был использован вейвлет Хаара. Проанализируем этот же сигнал, но используя в качестве материнского вейвлета – вейвлет «мексиканская шляпа» (рисунок 8).

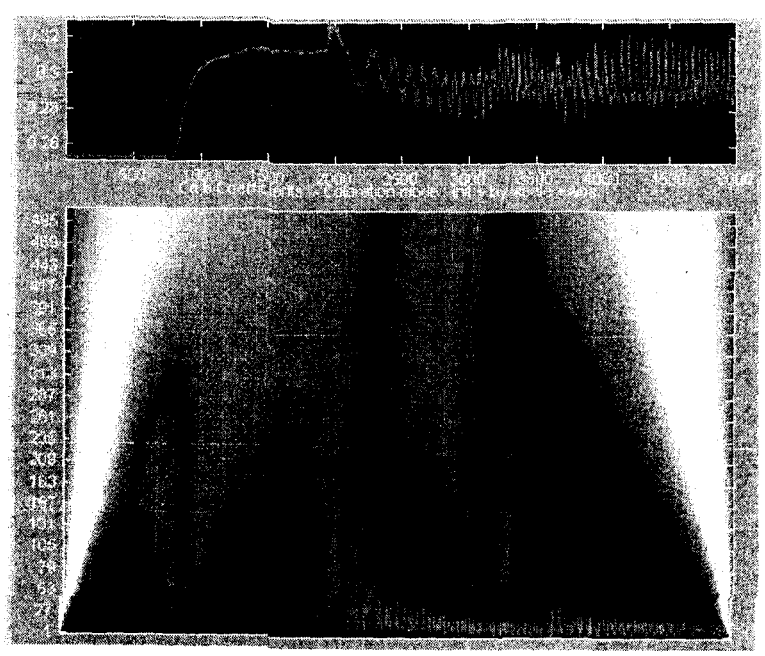


Рис. 8. Сигнал разгона ротора и его НВП (вейвлет «мексиканская шляпа»)

Вышеприведенный рисунок дает более наглядную картину, чем рисунок 7. На скейлограмме четко выделяются все характерные особенности сигнала, несмотря на то, что рассчитано меньшее количество коэффициентов. Если рассматривать на рисунке небольшие значения коэффициентов, то можно сказать, что сначала частота сигнала увеличивается (ротор разгоняется) до номинальной частоты вращения, а затем частота не изменяется (установившийся режим работы). Все вышесказанное свидетельствует о том, что для разных сигналов следует использовать различные виды вейвлетов для получения более четкой и детализированной картины. Выбор типа материнского вейвлета определяется опытом исследователя и типом решаемой задачи.

В заключение необходимо отметить, что развитие такого мощного инструмента как вейлет-анализ, не влечет за собой отход от традиционных методов анализа сигналов (например, преобразование Фурье и его разновидности). Использование вейвлетов в анализе различных сигналов не всегда целесообразно, т.к. реализация непрерывного вейвлет-преобразования требует достаточно больших вычислительных мощностей. Даже современные компьютеры последнего поколения с объемом оперативной памяти 512 Mb и частотой процессора 2,5 GHz, тратят на расчет вейвлет-коэффициентов сигнала, например, из миллиона точек, слишком много времени. Таким образом, представляется наиболее целесообразным разумное сочетание двух подходов в анализе вибрационных сигналов: в стационарной области – традиционного Фурье-преобразования; в зоне сильной нестационарности – вейвлет-анализа.

Список литературы

1. Дженкинс Г., Ваттс Д. Спектральный анализ и его приложения. Том 1 / Пер. с англ. Писаренко В.Ф. – М.: Мир, 1971 – 316 с.

2. Сергиенко А.Б. Цифровая обработка сигналов. – СПб.: Питер, 2002. – 608с.

3. Дьяконов В.П. Вейвлеты от теории к практике. – М.: Солон-Р, 2002 – 440с.

4. Астафьева Н.М. Вейвлет-анализ: основы теории и примеры применения // Успехи физических наук. – 1996г. – Том 166, №11. – С. 1145-1170.

5. Дремин И.М., Иванов О.В., Нечитайло В.А. Вейвлеты и их использование // Успехи физических наук. – 2001г. – Том 171, №5. – С.465-500.

6. http://www.mathworks.com

7. Peng Z. Vibration signal analysis and feature extraction based on reassigned wavelet scalogramm / Z. Peng, F. Chu, Y. He // Journal of Sound and Vibration. – 2002. – Vol. 253(5). – P. 1087-1100.

УДК 621.822.5+621.822.6

Стручков А.А., *аспирант*
г.Орел, тел. (0862) 419849; e-mail: pmpl@ostu.ru

МОДЕЛИРОВАНИЕ УПОРНЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ УЗЛОВ С РАЗДЕЛЕНИЕМ СКОРОСТЕЙ

The use of combined supports of a rotor, which combine a ball bearing and a fluid-film bearing, allows to improve dynamic characteristics and to increase lifetime of a turbomachine. Compensation of axial forces in turbomachines is represented by a challenge. So to their indemnification in units apply unloading devices. Alternative of their use are combined bearings parts units. Overlapping of bearings ball and slidings in uniform basic unit is effective way of increase of reliability and durability of a support due to division and duplication of functions on various operating modes. The mathematical model of the persistent combined bearing is submitted on this paper.

Быстроходные турбомашины находят широкое применение в агрегатах и двигателях различного назначения, номенклатура их опорных узлов включает все известные типы подшипников.

Ресурс работы, надежность, экономичность, эксплуатационные характеристики турбомашин, а также их масса и габариты, во многом определяются конструкцией и качеством изготовления и сборки роторно-опорных узлов. Поэтому к роторно-опорным узлам предъявляется ряд требований,

среди которых основными являются: достаточная несущая способность опор при малых габаритах; высокая виброустойчивость роторов на всех режимах работы агрегата; минимальное трение и износ рабочих поверхностей в течение заданного ресурса; относительно малый расход смазочно-охлаждающего материала и возможность смазки основным рабочим телом машины; простота, технологичность и удобство конструкции в эксплуатации.

В двигателях авиационной и ракетной техники, в транспортных газотурбинных двигателях широкое применение получили подшипники качения.

Подшипники качения, передающие нагрузку с вала на корпус через тела качения, обладают высокой несущей способностью во всем рабочем диапазоне оборотов ГТД, малым коэффициентом трения и незначительными осевыми размерами.

Высокие скорости и значительные нагрузки приводят к появлению в подшипниках качения больших контактных напряжений (2000...4000 МПа), а это существенно сокращает долговечность, не только подшипника, но и, как следствие, всего ГТД в целом.

Если снижение долговечности, определяется в основном скоростью вращения ротора и нагрузками, действующими на подшипник, то уменьшение установленной безотказной наработки обусловлено работой подшипника в системе двигателя и зависит от многих факторов, действие которых может привести к досрочному съему двигателя с эксплуатации. Следует отметить, что досрочный съем двигателя с эксплуатации является дорогостоящим процессом.

В стационарных ГТД, где требуется длительное (более 10000 часов) обеспечение работоспособности опор, применяются, как правило, подшипники скольжения.

В подшипниках скольжения гидродинамического типа нагрузка с вала на корпус передается через масляный слой, давление в котором обеспечивается вращением вала, переменностью зазора и вязкостью масла. Гидродинамические подшипники скольжения обладают высокой несущей способностью, хорошо работают при динамических нагрузках и колебаниях, имеют большой срок службы и не вызывают серьезных аварий при возникновении неисправностей, но следует отметить, что такие подшипники не обладают несущей способностью при малых оборотах (причина износа при частых пусках и остановках), требуют большого количества смазки.

В гидростатических подшипниках скольжения (ГСП) нагрузка с вала на корпус передается через слой рабочей жидкости, нагнетаемой под давлением извне. ГСП обладают высокой несущей способностью при различных оборотах, достаточной жесткостью и хорошей способностью работать на маловязких средах. Необходимость подачи рабочей жидкости извне, значительно усложняет конструкцию опоры с технологической и конструкторской точки зрения, а также увеличивает ее габариты. Кроме того, выход из строя гидравлической части опоры приводит к неработоспособности агрегата в целом.

Одним из способов повышения ресурса и динамических характеристик высокоскоростных опорных узлов является применение комбинированных опорных узлов. Положительный эффект, которых, осуществляется за счет разделения и дублирования функций на различных режимах работы. Комбинированные опоры содержат один или несколько типов подшипников (подшипник скольжения, подшипник качения, комбинация подшипника качения и скольжения). Комбинированные опоры высокоскоростных машин обеспечивают надежность и долговечность машин, повышение динамической устойчивости ротора на подшипниках скольжения, снижают уровень вибраций ротора, позволяют существенно изменять жесткостные характеристики системы ротор-опоры, что дает возможность производить отстройку ротора от опасных резонансное зон. а также переводить ротор ил разряда «жестких» (докритических) в разряд «гибких» (закритических).

Возможны различные варианты комбинированных опор, в которых сочетаются особенности совмещаемых подшипников:

– подшипник качения и гидростатический подшипник, выполняющий роль жидкостного демпфера;
– подшипник качения и газовый подшипник скольжения, выполняющий роль газового демпфера;
– подшипник скольжения демпфер со сдавливаемой жидкостной пенкой;
– подшипник скольжения и механический демпфер;
– подшипник качения и механический демпфер;
– подшипник качения, подшипник скольжения и механический демпфер.

На рисунке 1 представлены схемы комбинированных опор с демпфирующими элементами.

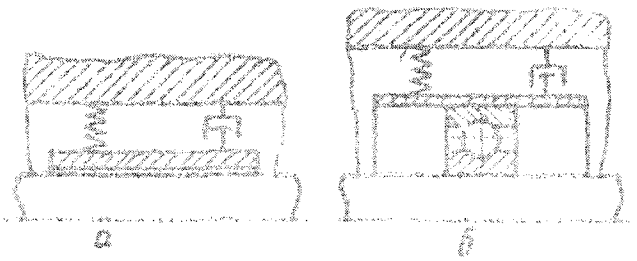


Рис. 1. Схемы комбинированных опор с демпфирующими элементами

а) – подшипник скольжения, б) – подшипник качения

Все разнообразие комбинированных подшипниковых узлов можно представить в виде следующей схемы:

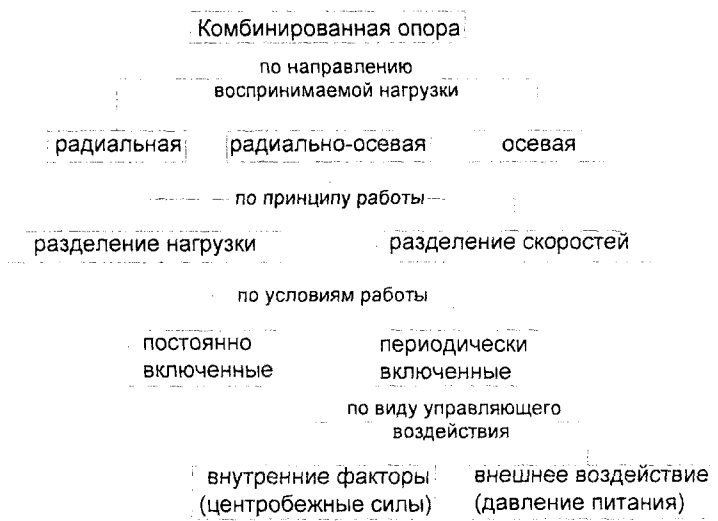


Рис. 2. Классификация комбинированных опор

Рациональное использование и проектирование комбинированных опор связано с их дальнейшими экспериментальными и теоретическими исследованиями.

В опорах высокоскоростных турбомашин помимо радиальных усилий, имеют место значительные по величине осевые силы, обусловленные разностью давлений в полостях насосов, турбины и уплотнений, а также вертикальным положением ротора.

Рассмотрим динамическую модель несоосной, упорной комбинированной опоры с разделением скоростей, принципиальная схема которой представлена на рисунке 3.

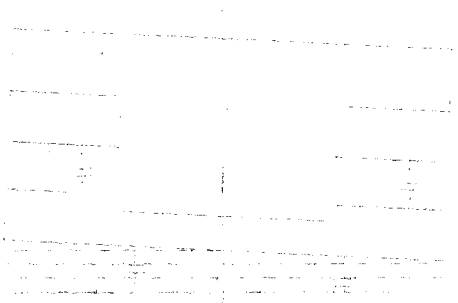


Рис. 3. Принципиальная схема упорной комбинированной опоры с разделением скоростей

Динамическая модель жесткого ротора, нагруженного в осевом направлении, опирающегося на осевую комбинированную опору с разделением скоростей и ограниченного в радиальном направ-

лении реакциями радиальной опоры, можно представить в виде двухмассового шестистепенного осциллятора, в котором колебания системы происходят под действием сил неуравновешенности, массовых и реакций подшипников качения и скольжения (рисунок 4).

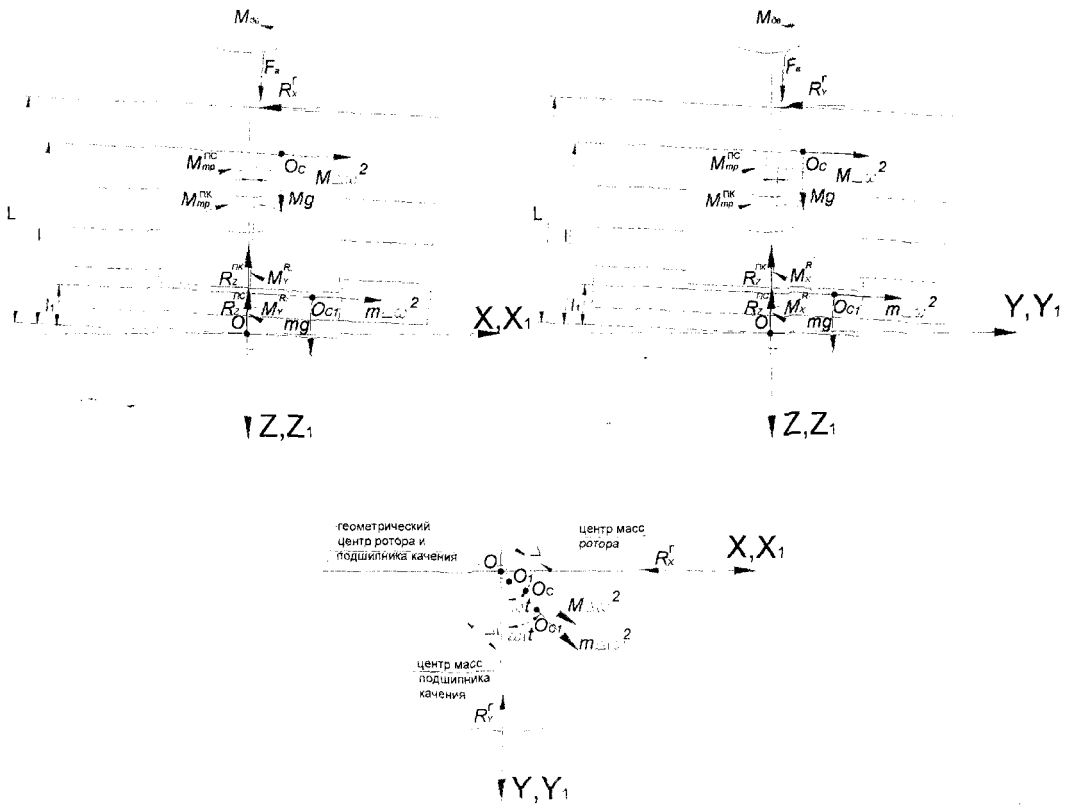


Рис. 4. Динамическая модель осевой комбинированной опоры с разделением скоростей

Уравнения движения центра ротора (X, Y, Z) кольца подшипника качения (X_1, Y_1, Z_1) имеют следующий вид

$$
\begin{cases}
M \cdot \ddot{X} = M\Delta\omega^2 \cdot \sin\omega t \cdot \cos\gamma - R_X^r + F_a \cdot \sin\gamma; \\
M \cdot \ddot{Y} = M\Delta\omega^2 \cdot \cos\omega t \cdot \cos\xi - R_Y^r + F_a \cdot \sin\xi; \\
M \cdot \ddot{Z} = Mg + F_a \cdot \cos\gamma \cdot \cos\xi + M\Delta\omega^2 \cdot \sin\gamma \cdot \sin\xi - R_Z^{ПК}; \\
J_X \cdot \ddot{\varphi}_X = Mg \cdot \Delta \cdot \cos\omega t \cdot \cos\gamma + M\Delta\omega^2 \cdot l \cdot \cos\omega t \cdot \cos\gamma - R_Y^r \cdot L - M_X^{R_Z^{ПК}}; \\
J_Y \cdot \ddot{\varphi}_Y = Mg \cdot \Delta \cdot \sin\omega t \cdot \cos\xi + M\Delta\omega^2 \cdot l \cdot \sin\omega t \cdot \cos\xi - R_X^r \cdot L - M_Y^{R_Z^{ПК}}; \\
J_Z \cdot \ddot{\varphi}_Z = M_{дв} - M_{mp}^{ПК}; \\
\\
m \cdot \ddot{X}_1 = m\Delta_1\omega^2 \cdot \sin\omega_1 t \cdot \cos\gamma; \\
m \cdot \ddot{Y}_1 = m\Delta_1\omega^2 \cdot \cos\omega_1 t \cdot \cos\xi; \\
m \cdot \ddot{Z}_1 = mg + m\Delta_1{\omega_1}^2 \cdot \sin\gamma \cdot \sin\xi + R_Z^{ПК} - R_Z^{ПС}; \\
i_X \cdot \ddot{\varphi}_{X_1} = mg \cdot \Delta_1 \cdot \cos\omega_1 t \cdot \cos\gamma + m\Delta_1{\omega_1}^2 \cdot l_1 \cdot \cos\omega_1 t \cdot \cos\gamma + M_X^{R_Z^{ПК}} - M_X^{R_Z^{ПС}}; \\
i_Y \cdot \ddot{\varphi}_{Y_1} = mg \cdot \Delta_1 \cdot \sin\omega_1 t \cdot \cos\xi + m\Delta_1{\omega_1}^2 \cdot l_1 \cdot \sin\omega_1 t \cdot \cos\xi + M_Y^{R_Z^{ПК}} - M_Y^{R_Z^{ПС}}; \\
i_Z \cdot \ddot{\varphi}_{Z_1} = M_{mp}^{ПК} - M_{mp}^{ПС},
\end{cases}
$$

где M – приведенная масса ротора [кг];

m – приведенная масса кольца подшипника качения[кг];

J_X, J_Y, J_Z – приведенный момент инерции ротора соответственно относительно каждой оси [кг·м^2];

i_X, i_Y, i_Z – приведенный момент инерции кольца подшипника качения соответственно относительно каждой оси [кг·м^2];

L – расстояние до радиальной опоры [м];

l – расстояние до центра масс ротора [м];

l_1 – расстояние до центра масс кольца подшипника качения [м];

Δ – дисбаланс ротора [м];

ω – угловая скорость ротора [рад/сек];

Δ_1 – дисбаланс кольца подшипника качения [м];

ω_1 – угловая скорость подшипника качения [рад/сек];

F_a – приложенная сила [Н];

R_X^r, R_Y^r – реакции радиальной опоры [Н];

$R_Z^{ПК}$ – реакция подшипника качения [Н];

$R_Z^{ПС}$ – реакция подшипника скольжения [Н];

$M_X^{ПС}, M_Y^{ПС}$ – момент реакции подшипника скольжения относительно осей X, Y, соответственно [Н·м];

$M_X^{ПК}, M_Y^{ПК}$ – момент реакции подшипника качения относительно осей X, Y, соответственно [Н·м];

$M_{дв}, M_{тр}^{ПК}, M_{тр}^{ПС}$ – соответственно моменты движущих сил, сил трения подшипника качения и скольжения [Н·м].

Реакции подшипников качения определяются на основе решения контактной задачи теории упругости и можно представить в следующей зависимости [3]

$$R = K \cdot \delta^{\frac{3}{2}},$$

где K – коэффициент, определяемый в зависимости от геометрии и прочностных параметров контактирующих тел;

δ – относительное сближение колец подшипника.

Реакции подшипников скольжения, обусловленные вязкостью смазочного материала, сила трения и момент трения подшипника скольжения, обусловленные действием касательных напряжений τ, определяются на основании интегрирования расчетных значений полей давлений в смазочном слое [4]

$$dR = p(r,\varphi) r d\varphi dr; \quad dF_{тр} = \tau r d\varphi dr; \quad dM_{тр} = r dF_{тр}.$$

Аналитическое интегрирование уравнений движения ротора не представляется возможным ввиду отсутствия аналитических зависимостей для реакций смазочного слоя, поэтому решение данных уравнений ведется путем численного интегрирования. Для численного интегрирования дифференциальных уравнений может быть принят один из приближенных методов интегрирования, например: метод Эйлера и его модификации, методы Рунге-Кутты, Милна, Адамса и т.д.

Результатом решения уравнений движения должны стать траектории пространственного движения оси ротора. Об устойчивости движения можно судить из условия не превышения осевых перемещений значения зазора упорного подшипника скольжения и угловых перемещений ротора не превышающих значения зазора радиального подшипника. На основании определения реакций подшипника скольжения и качения можно судить об общей грузоподъемности опоры и перераспределении нагрузок.

Более детальный анализ динамических характеристик осевых комбинированных опор, коли-

чественные оценки повышения долговечности, а также подходы к их оптимальному проектированию будут приведены в последующих работах автора.

Список литературы

1. Дмитренко А.И., Доценко В.Н., Жердев Г.С. Опоры роторов турбонасосных агрегатов / Учеб. пособие. – Харьков: Харьковский авиационный институт, 1994. – 36 с.

2. Понькин В.Н., Горюнов Л.В., Такмовцев В.В. Совмещенные опоры быстроходных турбомашин, принципы конструирования и экспериментальное исследование. – Казань, 2003. – 62 с.

3. Кельзон А.С., Журавлев Ю.Н., Январев Н.В. Расчет и конструирование роторных машин. – Л.: Машиностроение, 1977. – 288 с.

4. Воскресенский В.А., Дьяков В.И. Расчет и проектирование опор скольжения / Справочник. – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.

УДК 621.822:5+621.822.6

Стручков А.А., *аспирант*
г.Орел, тел. (0862) 419849; e-mail: pmpl@ostu.ru

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ КОМБИНИРОВАННЫХ УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

The use of combined supports of a rotor, which combine a ball bearing and a fluid-film bearing, allows to improve dynamic characteristics and to increase lifetime of a turbomachine. Compensation of axial forces in turbomachines is represented by a challenge. So to their indemnification in units apply unloading devices. Alternative of their use are combined bearings parts units. Constructive circuits and principles of work persistent combined bearings parts units are submitted in the given paper.

Высокоскоростные турбомашины находят широкое применение в транспортном машиностроении, криогенной технике, энергетике, газовой и химической промышленности. Необходимыми элементами авиационной и ракетно-космической техники являются агрегаты топливоподачи двигательных установок, представляющие собой турбонасосные агрегаты (ТНА) различного исполнения. Можно выделить два пути повышения полезной мощности данного класса машин: 1) увеличение габаритов агрегата, что приводит к повышению крутящего момента на лопатках турбины; 2) увеличение частоты вращения ротора агрегата. В условиях жестких ограничений размеров и массы машины в целом и агрегатов в отдельности ракетно-космической техники первый путь становится неприемлем. Совершенствование ТНА осуществляется по второму пути, так в настоящее время известны турбоагрегаты частоты вращения, которых, имеют порядок 100000 об./мин.

Возрастание скоростей и энергонапряженности турбомашин с одновременным ужесточением требований к ним по надежности, ресурсу, габаритным размерам и массе вызывает необходимость совершенствования опорных узлов. Это обстоятельство связано с резким возрастанием действующих в опорах сил.

В процессе работы ТНА на опоры ротора действуют следующие основные силы:

– радиальные усилия, обусловленные действием гидравлических и газодинамических сил в насосах и турбине (неравномерное поле давлений на выходе из крыльчаток насосов, гидродинамические силы в уплотнениях и т.д.);

– радиальные дисбалансные усилия, вызванные некачественной балансировкой или расбалансировкой ротора в процессе работы;

– усилия, возникающие из-за монтажных и рабочих перекосов подшипников;

– осевые усилия, вызванные разностью давлений в полостях насосов, турбины и уплотнений.

Для снижения радиальных усилий от гидравлических сил в насосе совершенствуют профилировку тракта отвода рабочего тела из насоса, применяют лопаточные отводы и направляющие аппараты.

Дисбалансные нагрузки могут быть снижены путем совершенствования конструкции ротора

(применение минимального количества деталей, беззазорных соединений деталей, усиленной затяжки соединяемых деталей ротора с контролем усилия затяжки или деформации вала, использование более точного оборудования при изготовлении валов и др.) и использования раздельно-последовательной балансировки ротора.

Снизить влияние монтажных и рабочих перекосов подшипников можно, повысив точность изготовления и жесткость ротора и корпуса.

Как видно из вышесказанного влияния радиальных сил при увеличении частоты вращения ротора можно избежать с помощью технологических приемов, при этом, не изменяя конструктивную схему агрегата. Другая ситуация складывается влиянием осевых сил. Так при разработке ТНА одна из самых сложных задач – обеспечение осевой разгрузки подшипников ротора.

В настоящее время применяют нерегулируемую, регулируемую (настраиваемую) и автоматическую осевую разгрузку.

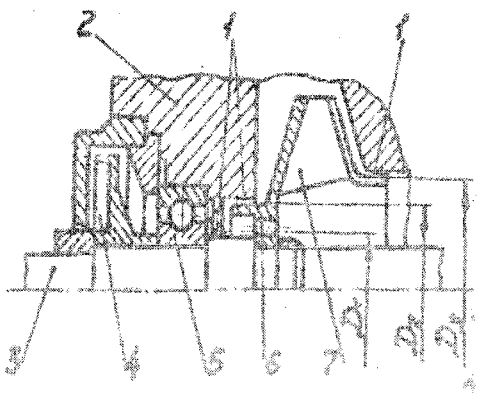


Рис. 1. Схема нерегулируемой разгрузки ротора ТНА от осевых усилий

1 – щелевые уплотнения; 2 – корпус ТНА; 3 – вал; 4 – импеллер; 5 – радиально упорный подшипник; 6 – разгрузочные отверстия; 7 – насос; D_1, D_2, D_3 – диаметры щелевых уплотнений

Нерегулируемая схема осуществляется установкой уплотнений с двух сторон крыльчатки насоса на разных диаметрах (рисунок 1). Усилие, создающееся действием давления жидкости на разные площади с одной и с другой стороны крыльчатки насоса, уравновешивает осевые усилия, действующие на ротор со стороны турбины, насосов, импеллеров и других элементов конструкции ротора.

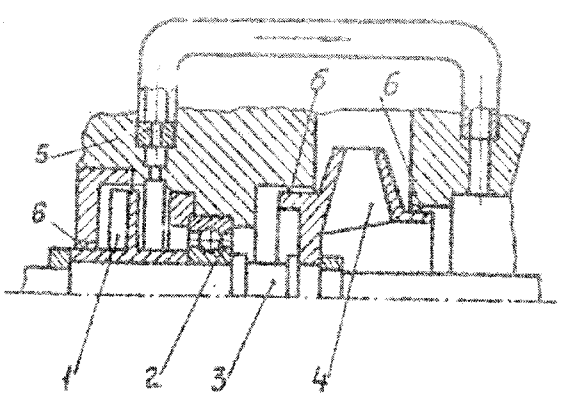


Рис. 2. Схема регулируемой разгрузки ротора ТНА от осевых усилий

1 – импеллер; 2 – радиально упорный подшипник; 3 – вал; 4 – насос; 5 –сменный жиклер перепуска жидкости из полости между импеллером и насосом на вход в насос; 6 – щелевые уплотнения

Регулируемую разгрузку (рисунок 2) осуществляют подбором требуемого давления в разгрузочной полости при гидравлических испытаниях насоса. Требуемую величину давления обеспечивают установкой жиклера в линии слива жидкости из разгрузочной полости.

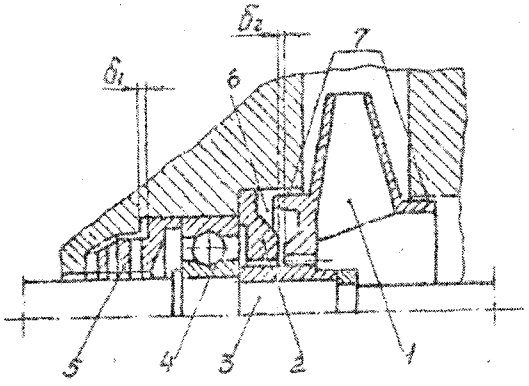


Рис. 3. Схема автоматической разгрузки ротора ТНА от осевых усилий

1 – насос; 2 – корпус автомата разгрузки; 3 – вал; 4 – подшипник, имеющий возможность смещаться в осевом направлении вместе с ротором ТНА; 5 – пружина предварительного натяга; 6 – разгрузочная полость; 7 – щелевое уплотнение; δ_1 – осевой зазор в опоре; δ_2 – регулируемая щель автомата разгрузки

Автоматическая разгрузка осуществляется подвижным в осевом направлении ротором (рисунок 3). Осевое усилие компенсируется путем сопротивления жидкости, проходящей через регулируемую щель. Изменение проходного сечения регулируемой щели, а, следовательно, и гидравлического сопротивления жидкости вызывается перемещением ротора под воздействием неуравновешенного осевого усилия. При постоянной площади щелевого уплотнения на входе в разгрузочную полость изменение зазора в торцевой регулирующей щели приводит к изменению давления жидкости в разгрузочной полости на величину, необходимую для уравновешивания ротора.

Все три метода разгрузки имеют друг перед другом свои преимущества, но и обладают существенными недостатками, такими как: усилия компенсации незначительны по значению; невозможность компенсации переменных усилий с большой амплитудой, в процессе работы (исключение составляет автоматическая разгрузка, но лишь при небольших усилиях); сложность конструкции; сложность технологического изготовления. Также к недостаткам условно можно отнести неспособность восприятия значительных внешних усилий.

Альтернативой использования осевых разгрузочных устройств являются комбинированные упорные подшипниковые узлы с автоматическим переключением, состоящие из подшипника качения и подшипника скольжения. Использование комбинированных опор в высокоскоростных турбомашинах продиктовано тем, что применяемые ранее в качестве опор роторов подшипники качения и подшипники скольжения имеют ряд недостатков. Так использование подшипников качения ограничено их предельной быстроходностью и долговечностью. Подшипники скольжения подвержены повреждениям в период пуска и останова. В начальный момент пуска поверхности вала и втулки подшипника скольжения работают в условиях сухого трения, что может привести к задирам, искажению форм рабочих поверхностей. Комбинированные опоры позволяют избежать недостатков отдельного вида опор в процессе работы путем разделения и дублирования их функций.

Рассмотрим конструкции комбинированных упорных подшипниковых узлов.

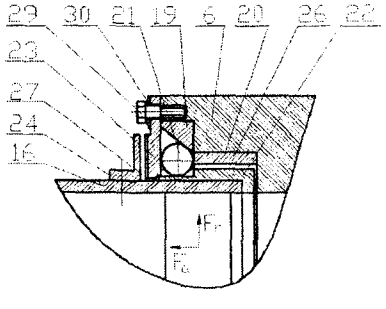


Рис. 4. Конструктивная схема комбинированного радиально – осевого подшипникового узла

1 – основание; 2 – вал; 3, 4 – втулки подшипника скольжения; 5 – подпятник; 6 – пята; 7 – втулка; 8 – тела качения; 9 – винт; 10 – тарельчатая пружина; 11, 12 – рабочие зазоры подшипника скольжения

На рисунке 4 изображена конструкция комбинированного радиально – осевого подшипникового узла, принцип действия которой состоит в следующем. Рассмотрим процесс восприятия радиальных и осевых нагрузок отдельно на двух этапах работы опоры. Так при малых скоростях вращения вала радиальная нагрузка предается на основание через втулку и тела качения, при этом осевая нагрузка воспринимается внутренней стороной пяты через втулку и тела качения. Пята остается в осевом направлении неподвижной за счет жесткости тарельчатых пружин. В процессе работы на тела качения действуют центробежные силы, действие которых увеличивается с возрастанием скорости вращения вала. Так при достижении определенного значения скорости вала (скорость вращения вала для обеспечения эффекта сдвига тел качения возможно регулировать за счет жесткости тарельчатых пружин), тела качения смещаются по конусной поверхности втулки, тем самым, разгружая тела качения, а нагрузки воспринимаются подшипниками скольжения. Радиальная нагрузка воспринимается втулками подшипника скольжения, по средствам гидродинамического клина в зазоре 12. Осевая нагрузка воспринимается подпятником и пятой. Гидродинамический клин в зазоре 11 обеспечивается перемещением пяты и ее профильной рабочей стороной.

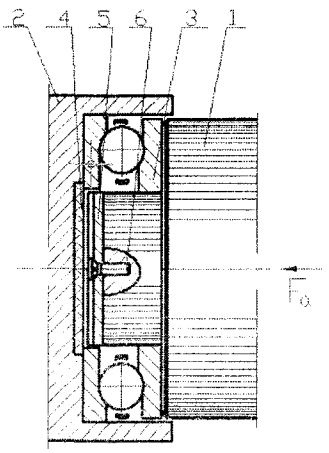


Рис. 5. Конструктивная схема комбинированного упорного подшипникового узла

1 – вал; 2 – корпус; 3, – подшипник качения; 4 – подпятник; 5 – пята; 6 – винт

Принцип действия опоры на рисунке 5 заключается в следующем. В начальные моменты работы опоры осевую нагрузку воспринимает корпус через подшипник качения. С увеличением скорости в зазоре подшипника скольжения между пятой и подпятником возникает эффект гидродинамического клина и нагрузка воспринимается корпусом через пяту и подпятник, что позволяет разгрузить подшипник качения.

Рассмотренные выше конструкции комбинированных подшипниковых опор позволяют разгрузить подшипники качения на высоких скоростях вращения валов, тем самым, повышая долговечность и быстроходность агрегата в целом, путем использования преимуществ той или иной опоры на различных этапах работы.

Проводя аналогию между осевыми разгрузочными устройствами и комбинированными упорными подшипниковыми узлами можно отметить следующие преимущества последних: 1) не требуют значительных усложнений конструкции агрегата; 2) сравнительно легче в технологическом изготовлении; 3) позволяют компенсировать значительные осевые усилия; 4) позволяют компенсировать периодические нагрузки в опорах в процессе работы. Положительные стороны комбинированных упорных подшипниковых узлов говорят о возможности их альтернативного использования в турбонасосных агрегатах, как для восприятия, так и для компенсации осевых нагрузок.

Список литературы

1. Дмитренко А.И., Доценко В.Н., Жердев Г.С. Опоры роторов турбонасосных агрегатов / Учеб. пособие. – Харьков: Харьковский авиационный институт, 1994. – 36 с.

2. Понькин В.Н., Горюнов Л.В., Такмовцев В.В. Совмещенные опоры быстроходных турбомашин, принципы конструирования и экспериментальное исследование. – Казань, 2003. – 62 с.

УДК 625.08.004

Сухомлинов Д.С., аспирант
г.Орел, тел. (0862) 763992

ТЕХНИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

Применительно к строительным и дорожным машинная (СДМ), надежность характеризуется, как свойство сохранять за период эксплуатационного цикла в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять разработку грунтов при строительных и дорожных работах, а также погрузочные и разгрузочные работы вне зависимости от погодно-климатических условий применения с учетом выполнения необходимых видов технического обслуживания и текущих ремонтов.

При высокой конструктивной надежности СДМ может быть низкая эксплуатационная надежность из-за тяжелых дорожных и природно-климатических условий, отсутствия необходимого материально-технического обеспечения, слабой производственно-технической базы и негативного влияния других факторов условий эксплуатации.

Индивидуальное прогнозирование технического состояния СДМ является одним из основных резервов повышения эффективности и дальнейшего совершенствования системы управления их надежностью. Использованию этого резерва часто препятствует недостаточная точность существующих методов прогнозирования. Повышение точности прогнозов возможно на основе закономерностей, одновременно учитывающих индивидуальное техническое состояние агрегатов СДМ и интенсивность их изменения от времени наработки и значений факторов условий эксплуатации, действующих на СДМ и его агрегаты при выполнении технологических операций.

Техническая диагностика является эффективным средством управления надежностью машин в эксплуатации. Диагностика обеспечивает необходимую информационную базу для управления работоспособностью и надежностью машин.

Основная цель диагностирования заключается в снижении затрат при ТО и ремонте машин на поддержание уровня их надежности, в обеспечении установленного уровня безотказности, долговечности и максимальной производительности машин в процессе эксплуатации.

Технологическая диагностика изучает процессы изменения физических параметров машины и показателей ее функционирования, в то время как в теории надежности исследуют статистические показатели и закономерности распределения их значения. Вспомогательная информация, непосредственно относящаяся к контролю и проведению профилактики, определяют сроки замены масел и рабочих жидкостей, случаи отказа оборудования, в частности проведение проверок и осмотров фильтров, контроля рабочих жидкостей и т.д. Диагностика не оказывает непосредственного влияния на техническое состояние частей машины, но позволяет снизить материальные и трудовые затраты на поддержание надежности машины и обеспечить более высокое качество технического обслуживания и ремонтов. Диагностирование, как комплекс специальных целенаправленных действий по выявлению свойств машины позволяет оценить характер изменения ее состояния с учетом условий эксплуатации и увеличивает точность прогноза.

При организации технического диагностирования машин на предприятии, возникает ряд задач, связанных с оптимизацией технологического процесса диагностирования.

Любая механическая система в процессе своего существования и функционирования может находиться в различных состояниях: работоспособном и неработоспособном, исправном и неисправном, преодотказном. Состояние системы определяется совокупность ее внутренних свойств в определенный момент времени.

Переход машины из одного состояния в другое в определенный промежуток времени является случайным событием. Даже зная закономерность изменения того или иного параметра машины в процессе работы, нельзя в начале эксплуатации с достаточной точностью предсказать момент отказа элемента.

Для решения задачи оценки технического состояния механической системы необходимо вы-

делить основные элементы этой системы и установить связи между ними, т.е. изучить структуру системы. Для количественной оценки структуры системы используются структурные параметры. Поскольку между структурой объекта и его эксплуатационными свойствами существует тесная связь, структурные параметры являются также количественными характеристиками его технического состояния.

Чтобы полностью оценить состояние системы в данный момент времени необходимо определить значение всех или хотя бы основных параметров технического состояния.

При решении практических задач технической диагностики в эксплуатации непосредственно измерить некоторые структурные параметры часто бывает невозможно, поэтому в процессе диагностирования используют диагностические параметры – показатели, измерение которых не требует разборки машины или сборочной единицы. Чтобы сделать обоснованный выбор диагностических параметров системы, необходимо предварительно установить характер их связей с параметрами технического состояния.

Для сложных систем, работоспособность которых определяется некоторыми параметрами (значение каждого из них, в свою очередь, зависит от ряда структурных параметров), задача оценки технического состояния усложняется. В этом случае устанавливаются причинно-следственные связи между структурными параметрами, диагностическими признаками и диагностическими параметрами объекта. Для анализа причинно-следственных связей используют структурные модели и диагностические матрицы.

В настоящее время на СДМ устанавливается комплект оборудования включающий телеметрическую память (так называемый «черный ящик»), фиксирующий в течении всего срока службы машины ее рабочие параметры и степень загрузки. Это дает возможность автоматически документировать время наработки на отказ деталей, сборочных единиц, соответствующих систем или машины в целом. В случае аварийной ситуации или преждевременного выхода из строя любого из элементов машины всегда можно получить достоверные (по времени от начала возникновения до полного отказа) сведения об условиях их работы, изнашивании, разрушениях, нарушениях регулировок и правил эксплуатации машины и т. д. Полученные данные по отказам используются для технической, экономической и юридической их оценки, а также для их снижения или полного исключения из системы эксплуатационной деятельности машины в дальнейшем.

Целью внедрения информационного обеспечения на СДМ в основном является повышение эффективной производительности машин и их экономичности. К тому же снижается уровень затрат и трудоемкость выполнения работ, за исключением затрат на подготовку и проверку рабочего персонала. Финансовые вложения в информатизацию СДМ со временем полностью окупают себя.

Таким образом, оценка работоспособности СДМ требует детальной проработки всех как внешних, так и внутренних факторов, оказывающих влияние на их безотказную работу.

Список литературы

1. Коровкин Г.В. О необходимости автоматизации строительных машин и оборудования // Строительные и дорожные машины. – 2004. – №3. – С. 22-24.

2. Коровкин Г.В. Состояние и проблемы развития информационного обеспечения строительного оборудования // Строительные и дорожные машины. – 2004. – №3. – С. 25-28.

УДК 621.822.575: 621.892.9-032.1

Сытин А.В., *аспирант*
г.Орел, тел.(0862) 419841; e-mail: melkov@ostu.ru

АППРОКСИМАЦИЯ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ВОЗДУХА ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ СМАЗОЧНЫХ ПРОЦЕССОВ В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

Approximation thermo – physical properties of air with the help of least – squares method. Results of approximation introduce in the form of analytical dependences. Precision of calculation allow mathematical model to real object with maximum approach.

Расчет подшипников скольжения предполагает определение полей давления в смазочном слое подшипника. В большинстве случаев эта задача рассматривается как неизотермическая, в которой осуществляется совместное решение уравнений гидромеханики теплофизики. В этом случае для достижения необходимой точности требуется учет влияния свойств воздуха от давления и температуры.

В математической и программной моделях расчета характеристик подшипников скольжения теплофизические свойства: плотность ρ, вязкость μ, теплоемкость C_P, энтальпия I и т.д. определялись путем введения аппроксимационных зависимостей, построенных на основании данных справочника по теплофизическим свойствам газов и жидкостей Н.Б.Варгафтика [1].

При однофазном течении каждый параметр состояния является функцией любых двух других. В данной работе поиск осуществлялся по зависимостям

$$\rho,\ \mu,\ C_P,\ I = f(P,\ T), \tag{1}$$

значения которых получали аппроксимацией таблиц термодинамических функций соответствующего смазывающего материала. В основу аппроксимации зависимостей положен метод наименьших квадратов (МНК) для линейной и нелинейной регрессии с одной и двумя независимыми переменными. Уравнение регрессии для двух независимых переменных в общем виде выглядит следующий образом: $y=a_0+a_1x_1+a_2x_2$. Задача сводится к нахождению коэффициентов a_0, a_1, a_2, для чего необходимо решить систему линейных уравнений, которая в матричной форме записывается

$$X^T y = X^T X a, \tag{2}$$

отсюда

$$a = (X^T X)^{-1} X^T y, \tag{3}$$

где $a=(a_j)$, $j=1, 2, 3$ – вектор оценок параметров;
$y=(y_i)$, $i=1, \ldots, n$ – вектор значений независимой переменной;
$X=(x_{ij})$ – матрица значений независимых переменных (для $j=1$ $x_{ij}=1$).

Линейное уравнение регрессии с одной независимой переменной вида $y=ax+b$ получается как частный случай регрессии с двумя независимыми переменными при условии отсутствия одного из параметров. Для более точной оценки зависимостей необходимо было использовать нелинейное уравнение регрессии второго и более порядков с двумя независимыми переменными. При оценивании параметров уравнений, описывающих теплофизические свойства воздуха с помощью ЭВМ в качестве независимых параметров задавались значения температуры $T=x_1$ и давления $P=x_2$, а в роли зависимой переменной выступал искомый параметр (рис. 1).

Различные аналитические зависимости давали различное расхождение с табличными данными. Выбор оптимального значения происходил на основе рассчитанных и видимых отклонений полученной поверхности от таблично заданных параметров (рис. 2).

Из диаграммы видно, что для различных табличных значений величина погрешности находится в определенных пределах, в среднем не превышая 1%, что является наиболее точным описанием теплофизических свойств воздуха на сегодняшний момент времени.

Результаты аппроксимации свойств воздуха, в диапазоне T=270-380 К, P=0,1-30 МПа, представлены в виде аналитических зависимостей $f=f(P, T)$ и приведены в таблице 1.

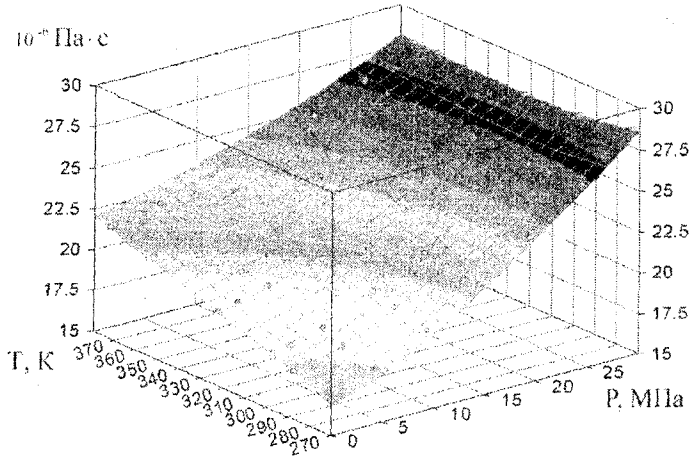


Рис. 1. Зависимость вязкости воздуха от давления и температуры

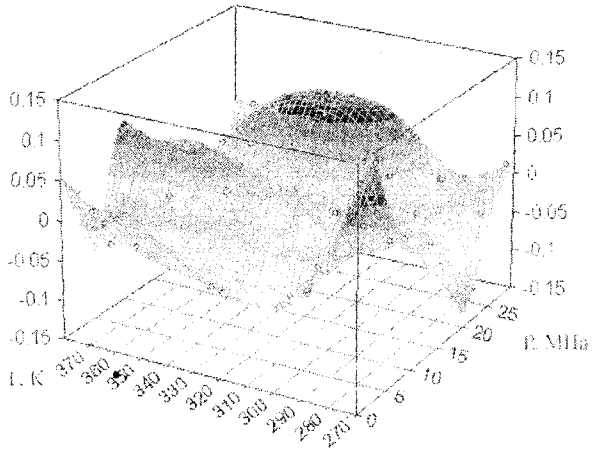


Рис. 2. Диаграмма погрешностей метода наименьших квадратов при аппроксимации вязкости воздуха

Таблица 1. Результаты аппроксимации

Параметр	Размерность	Условное обозначение	Аналитическая зависимость
Вязкость	10^{-6} Па·с	μ	$\frac{10{,}85+0{,}221\cdot P-0{,}0358\cdot P^2+0{,}37\cdot 10^{-3}\cdot P^3-0{,}02321\cdot T-0{,}24\cdot 10^{-3}\cdot T^2}{1+0{,}0184\cdot P-0{,}00156\cdot P^2+2{,}2937\cdot 10^{-5}\cdot P^3-0{,}0065\cdot T}$
Плотность	10^3 кг/м^3	ρ	$\frac{0{,}00718-0{,}0164\cdot P-2{,}251\cdot 10^{-5}\cdot T}{1+0{,}00191\cdot P-0{,}264\cdot 10^{-3}\cdot P^2-0{,}00977\cdot T+6{,}128\cdot 10^{-6}\cdot T^2}$
Энтальпия	10^5 Дж/кг	I	$14{,}282+0{,}0276\cdot P-\frac{6267{,}21}{T}-0{,}482\cdot 10^{-3}\cdot P^2+\frac{1335192{,}7}{T^2}-\frac{12{,}9\cdot P}{T}+3{,}531\cdot 10^{-6}\cdot P^3-\frac{1{,}06\cdot 10^8}{T^3}-\frac{615{,}06\cdot P}{T^2}+\frac{0{,}196\cdot P^2}{T}$
Теплоемкость	10^3 Дж/(кг·°К)	C_P	$\frac{1{,}113-7{,}1\cdot 10^{-3}\cdot P+0{,}374\cdot 10^{-3}\cdot P^2+4{,}079\cdot 10^{-6}\cdot P^3-7{,}44\cdot 10^{-3}\cdot T+1{,}705\cdot 10^{-5}\cdot T^2}{1+0{,}0138\cdot P+0{,}528\cdot 10^{-3}\cdot P^2-6{,}69\cdot 10^{-3}\cdot T+1{,}58\cdot 10^{-5}\cdot T^2}$

Аппроксимационные зависимости с данной степенью точности (погрешности расчета не превышают 1%) при подстановке в уравнение Рейнольдса для определения полей давлений дают более точное описание процессов в смазочном слое подшипников скольжения. Что позволяет приблизить математическую модель к реальному объекту.

Список литературы

1. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. – 720 с.

УДК 622.232.74-82-182.3-26

Ушаков Л.С., *докт. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Динамика и прочность машин»*
Рябчук С.А., *канд. техн. наук, доцент кафедры «Динамика и прочность машин»*
г.Орел, тел. (0862) 419877; e-mail: ushakov@ostu.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОБСТВЕННОЙ ЧАСТОТЫ КОЛЕБАНИЙ ПОДВИЖНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Definition of own frequency of Fluctuations mobile elements of hydromechanical systems with throttle management.

Рассмотрим систему дроссельного управления в переходном процессе, и определим аналитически собственную частоту колебаний типичных элементов этой системы (юбка поршня, дроссельная шайба, клапан управления и др.) на границе устойчивости.

В переходном процессе вышеуказанные элементы дроссельного управления могут быть приближенно описаны математически следующей системой линнеаризованных дифференциальных уравнений сил и расходов:

$$\ddot{z} + 2n\dot{z} + \omega_0^2 z = K_m p; \quad \dot{z} + Bz + K_н p + K_c \dot{p} = Ax, \tag{1}$$

где n – коэффициент демпфирования, $n = \dfrac{K_g}{2m_{пр}}$;

K_g – коэффициент вязкого трения;

$m_{пр}$ – приведенная масса подвижных частей, включая и массу жидкости;

ω_0 – круговая частота собственных колебаний массы $m_{пр}$;

C – коэффициент жесткости, $C = C_ш + C_ж$;

$C_ш$ – жесткость упругой силы, эквивалентной нагрузки на шток;

$C_ж$ – жесткость, учитывающая влияние реактивных сил потока жидкости через щель;

K_m – коэффициент инерционности, $K_m = \dfrac{F}{m_{пр}}$;

F – эффективная площадь юбки поршня, т.е. площадь, на которую действует давление жидкости;

B – коэффициент скорости, $B = \dfrac{\mu K_T \sqrt{P_{10} - P_{20}}}{F}$;

K_T – постоянный коэффициент дроссельного управления юбкой поршня,

$$K_T = \pi d \cdot \sin\alpha \sqrt{\frac{2g}{\gamma}};$$

d – диаметр отверстия диафрагмы;

μ – коэффициент расхода;

g – ускорение силы тяжести;

γ – удельный вес жидкости;

α – 0,5 угла конуса юбки поршня;

P_{10} и P_{20} – начальное давление в напорной и сливной полостях;

$K_н$ – коэффициент начального зазора в системе управления, $K_н = \frac{Bz_0}{2(P_{10} - P_{20})}$;

K_c – приведенный коэффициент, учитывающий сжимаемость жидкости в объеме V и деформацию стенок, $K_c = \frac{V}{2E_{пр}F}$;

$E_{пр}$ – приведенный модуль упругости жидкости и стенок в напорной и сливной полостях;

A – коэффициент входного звена, $A = \frac{1}{F}$;

$P = P_1 - P_2$ – динамич. перепад давления между напорной и сливной полостями, $\dot{P} = \frac{dP}{dt}$;

z – динамические перемещения элемента системы дроссельного управления относительно установившегося положения z_0, $\dot{z} = \frac{dz}{dt}; \ddot{z} = \frac{d^2z}{dt^2}$;

$x = \frac{q_н - q_c}{2}$ – динамическая составляющая среднего расхода жидкости в напорном и сливном каналах.

Принимая в качестве возмущающего воздействия переменный расход жидкости при изменении положения регулирующего звена системы дроссельного управления, а в качестве независимых переменных величины P и z, получим из системы дифференциальных уравнений (1) характеристическое уравнение вида:

$$K_c S^3 + (2nK_c + K_н)S^2 + (K_m + 2nK_н + \omega_0^2 K_c)S + (BK_m + \omega_0^2 K_н) = 0, \qquad (2)$$

где $S = \frac{d}{dt}$ – оператор дифференцирования.

Подставляя в уравнение (2) величину $S = j\omega$, соответствующую наличию в системе периодических колебаний, получим выражение для определения собственной частоты колебаний юбки поршня (клапана, штока и др.) на границе устойчивости:

$$\omega_c = \sqrt{\omega_0^2 + \frac{K_m}{K_c} + \frac{2n_{кр} \cdot K_н}{K_c}} = \sqrt{\frac{c}{m_{пр}} + \frac{F}{m_{пр}K_c} + \frac{K_{g \cdot кр} \cdot K_н}{m_{пр} \cdot K_c}}.$$

Для определения частоты установившихся автоколебаний следует рассматривать нелинейные уравнения и соответствующие методы нелинейной теории.

Список литературы

1. Башта Т.М., Никитин Г.А., Комаров А.А., Погодаев Ф.Г. Гидравлические и пневматические устройства летательных аппаратов. – Ч. 3. – Киев: Изд. КНИГА, 1969.

2. Рябчук С.А., Котылев Ю.Е. Исследование переходных процессов в гидромеханических системах в фазе торможения силовой импульсной системы // Материалы 2 международного научного симпозиума. – Орел, 2003.

ДИНАМИКА ГИДРОПРИВОДНЫХ СИСТЕМ

УДК622.23.05:622.235.

***Горин А.В.**, ведущий инженер НИЛ «СИС»*
***Горин А.В.**, студент*
г.Орел, тел. (0862) 419849, 419813

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ИМПУЛЬСНОГО ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА АГРЕГАТА БЕСТРАНШЕЙНОГО СТРОИТЕЛЬСТВА ИНЖЕНЕРНЫХ КОММУНИКАЦИЙ

In the submitted report the advantages of without trenchis lining of the engineering communications in relation to traditional methods are considered. The stand for realization of complex tests of the hydraulic shock, created in PSEL «Force pulse systems» of the OSTU, used for a without trenchis lining of the engineering communications is submitted.

Прокладка подземных инженерных коммуникаций открытым способом в значительной мере осложняет нормальную жизнь города и сопряжена с определенными трудностями: необходимостью разборки, а затем восстановлением дорожных покрытий; нарушением движения транспорта; загрязнением окружающей среды.

Ряд перечисленных негативных факторов позволяет избежать бестраншейный способ строительства коммуникаций, включающий как сооружение трубопроводов под дорогами, так и строительство протяженных подземных коллекторов для инженерных коммуникаций.

Одной из проблем современной науки является разработка и внедрение в практику методов проектирования и исследования динамики функционирования сложных систем, к которым относится иследуемый привод.

При составлении математической модели работы привода, сталкиваемся с проблемой невозможности учета и контроля всех факторов, влияющих на работу привода. Для упрощения составления математической модели примем некоторые допущения, которые упрощают составление математической модели и не значительно влияют на точность полученного результата:

– рабочая жидкость имеет постоянные параметры (плотность, вязкость, модуль упругости, температуру);

– объемное содержание нерастворенного газа в рабочей жидкости не изменяется;

– утечки и перетечки рабочей жидкости через уплотнения отсутствуют;

– разрыва потока жидкости при работе не происходит;

– диссипативные потери на механическое трение одинаковы при движении подвижных частей в обоих направлениях и не зависят от скорости относительно корпуса гидроударника.

Математическая модель гидроударного устройства запишется в виде системы уравнений, включающей уравнение движения подвижных частей в виде основного уравнения динамики; уравнения расходов, учитывающих условие неразрывности потока рабочей жидкости; уравнение связи между параметрами потока.

Запишем уравнение движения подвижных частей с учетом действующих сил и выбранного направления, получим:

– для периода взвода устройства

$$m\ddot{x} = p_B S_B - F_Э - F_{TP} sign(\dot{x}) - F_Г;$$

– для периода рабочего хода до момента соударения

$$m\ddot{x} = -p_C S_C - F_Э - F_{TP} sign(\dot{x}) + F_Г,$$

где S_B, S_C – активные площади взводящей и сливной полостей,

$$S_B = S_C = \pi \cdot (d^2 - d_1^2)/4;$$

F_v – сила, обусловленная вязким трением,

$$F_\vartheta = h \cdot x,$$

h – коэффициент вязкого трения;

F_{TP} – сила механического трения уплотнений поршня;

$$F_{TP} = f \cdot \pi \cdot (d_n \cdot b_n \cdot n_n) p_k,$$

здесь b_n – ширина контактной поверхности уплотнений поршня;

n_n – количество уплотнений поршня, $f \approx 0{,}1$

p_k – давление на контактную поверхность, $p_k = p_0 + p$;

p_0 – давление предварительного сжатия уплотнения;

p – давление рабочей жидкости на уплотнение;

$\operatorname{sign}(\dot{x}) = \dfrac{\dot{x}}{|\dot{x}|}$ – функция Кронекера;

$F_г$ – сила от действия давления газа пневмоаккумулятора.

Сила от действия давления газа пневмоаккумулятора является функцией перемещения подвижных частей, зависит от давления зарядки газа и определяется по формуле

$$F_г = p_г(x) S_A,$$

где S_A – активная площадь пневмоаккумулятора, $S_A = \pi \cdot d_n^2/4$;

$P_г(x)$ – текущее значение давления газа;

$$p_{Г}(x) = p_{Г0}\left(\frac{l_0}{l_0 - x}\right)^n,$$

где $p_{Г0}$ – давление зарядки газа в пневмоаккумулятора.

Уравнения расходов с учетом сжимаемости рабочей жидкости запишется в виде

$$Q_2 = S_B \dot{x} + \frac{V_{B0} + S_B(l_B + x)}{E_{ПР_B}} \cdot \dot{p}_B,$$

$$Q_3 = S_C \dot{x} + \frac{V_{C0} + S_C(l_C - x)}{E_{ПР_C}} \cdot \dot{p}_C,$$

где V_{B0}, V_{C0} – рабочие объемы жидкости во взводящей и сливной линиях;

$E_{ПР_B}$, $E_{ПР_C}$ – приведенные модули упругости взводящей и сливной линии.

Уравнение подачи насоса имеет вид

$$Q_1 = Q_н - \eta \cdot p_1,$$

где $Q_н$ – номинальная подача насоса;

η – коэффициент объемных потерь насоса, зависящий от объемного КПД насоса.

Преобразовав все перечисленные уравнения, получим системы уравнений для взводящего и рабочего хода поршня.

Система уравнений движения для периода взвода

$$\begin{cases} \dot{x} = \vartheta \\ \dot{\vartheta} = \dfrac{1}{m}\left[p_B \cdot S_B - h \cdot \vartheta - F_{TP} sign\vartheta - p_{ГО} \cdot s_A \left(\dfrac{l_0}{l_0 - x}\right)^n \right]. \\ \dot{p}_B = \dfrac{(Q_2 - S_B \cdot \vartheta) E_{ПР_D}}{V_{BO} + S_B(l_B + x)} \end{cases}$$

Система уравнений для периода разгона бойка до соударения

$$\begin{cases} \dot{x} = \vartheta \\ \dot{\vartheta} = \dfrac{1}{m}\left[- p_C \cdot S_C - h \cdot \vartheta - F_{TP} sign\vartheta + p_{ГО} \cdot s_A \left(\dfrac{l_0}{l_0 - x} \right)^n \right] \\ \dot{p}_C = \dfrac{\left(-Q_3 + S_C \cdot \vartheta \right) E_{ПР_C}}{V_{CO} + S_C \left(l_C - x \right)} \end{cases}.$$

Энергия единичного удара определяется по формуле

$$T = \frac{m \cdot \vartheta_1^2}{2},$$

Ударная мощность равна

$$N_{УД} = \frac{T}{T_Ц}.$$

По итогам расчета математической модели получаем зависимости представленные на рис. 1 рис. 2. Полученные зависимости позволяют проанализировать скорость удара от хода подвижных частей при разных значениях ударной массы рис. 1, а также проследить зависимость скорости удара от давления зарядки газа при разных значениях ударной массы рис. 2.

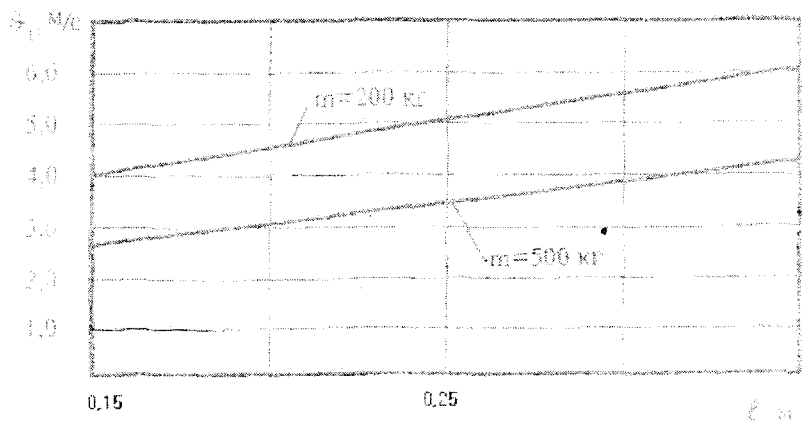


Рис. 1. Зависимость скорости удара от хода подвижных частей при $p_{ГО} = 2Mпа$; $Q_1 = 80 \cdot 10^{-3} м^3/с$

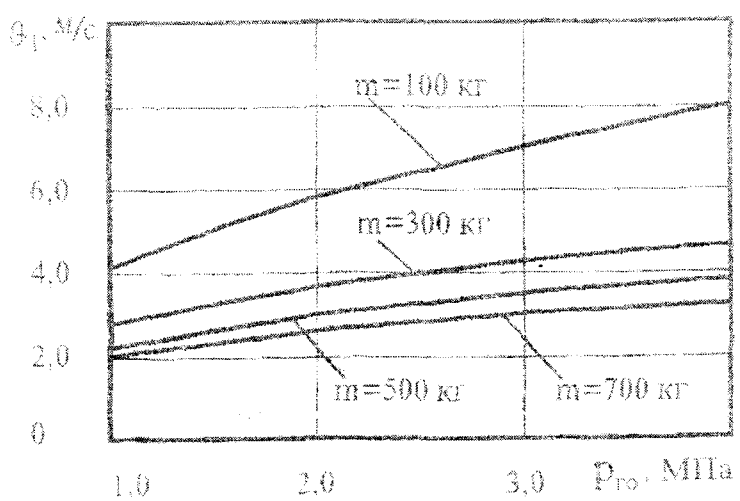


Рис. 2. Зависимость скорости удара от давлении зарядки газа пневмоаккумулятора при l=0.25м, $Q_1 = 80 \cdot 10^{-3} м^3/с$

Список литературы

1. Ушаков Л.С., Котылев Ю.Е., Кравченко В.А. Гидравлические машины ударного действия. – М: Машиностроение, 2000. – 416 с., ил.

2. Горбунов В.Ф., Лазуткин А.Г., Ушаков Л.С. Импульсный привод горных машин. – Новосибирск: Наука, 1986. – 200 с.

УДК 622.233.5-82

Ешуткин Д.Н., *докт. техн. наук, проф., зав. кафедрой «Теоретичекая механика»*
Ушаков Л.С., *докт. техн. наук, проф., зав. кафедрой «Динамика и прочность машин»*
Котылев Ю.Е., *канд. техн. наук, проректор по экономике и финансам*
г.Орел, тел. (0862) 419846; e-mail: ***ushakov@ostu.ru***

МОЩНОСТЬ И КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УДАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Sublime model of hydraulic percussive mechanisms bring into. This is standard percussive mechanisms for realization of comparative evaluation of efficiency different class hydraulic percussive mechanisms. continuance of separate phases and cycle determined, formulas for calculation of frequency and percussive power received. Fundamental descriptions of percussive mechanism determined.

Гидравлические машины ударного действия имеют существенные преимущества по мощности, к.п.д. и массе по сравнению с другими видами ударных машин. Области их применения широкие, вариантность схем, конструкций и параметров многообразны.

Эталонный ударный механизм

Для того чтобы оценить эффективность различных типов гидравлических ударных механизмов, нами их характеристики сопоставляются с соответствующими характеристиками эталонного ударного механизма.

Введенный нами эталонный ударный механизм является идеальным для изучаемой группы механизмов, позволяет упростить их сравнительный анализ и получить основные показатели в безразмерном виде.

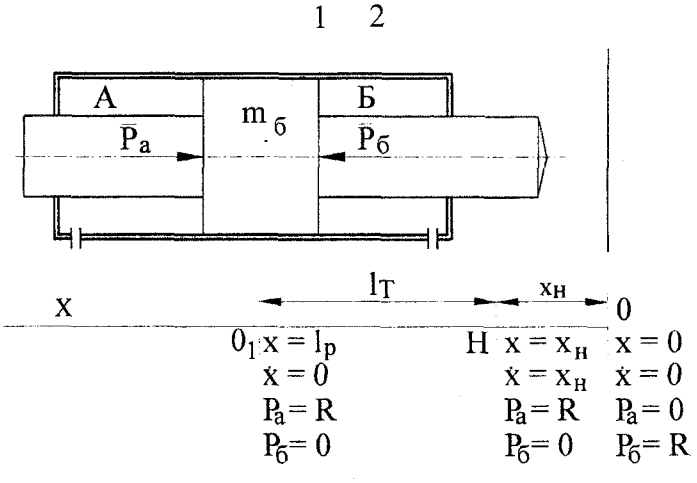


Рис. 1. Схема эталонного ударного механизма

(1 – боек, 2 – корпус, А и Б – камеры рабочего и обратного хода)

Цикл движения эталонного ударного механизма (рис. 1) состоит из трех фаз: разгон бойка при обратном ходе, торможение и обратный ход. Длительностью фазы удара пренебрегаем.

Движение бойка во всех фазах цикла происходит с предельным ускорением (замедлением) равным по величине

$$a_{пр} = \pm \frac{R}{m_б},$$

где R – предельно допустимое (максимальное) усилие отдачи;

$m_б$ – масса бойка.

Силы гидравлических сопротивлений и силы трения незначительны и ими можно пренебречь.

Перемещения корпуса ударного механизма несущественны и его (корпус) можно принять за неподвижное тело.

Скорость бойка в начале фазы разгона ($t = 0$) и в конце фазы торможения ($t = t_н + t_т$) равна нулю; его скорость в конце рабочего хода равна

$$V = \sqrt{\frac{2T}{m_б}},$$

где T – расчетная величина энергии удара.

Кинетическая энергия бойка полностью передается инструменту (к.п.д. равен 1,0).

Ударная мощность эталонного механизма $N_э$ будет максимальной, теоретически возможной при заданных энергии удара T и предельной силе отдачи R.

В соответствии с принятыми условиями движение бойка в каждой из фаз является равноускоренным либо равнозамедленным (рис. 2), что позволяет в простых выражениях определить продолжительность фаз, перемещение бойка, частоту ударов и ударную мощность.

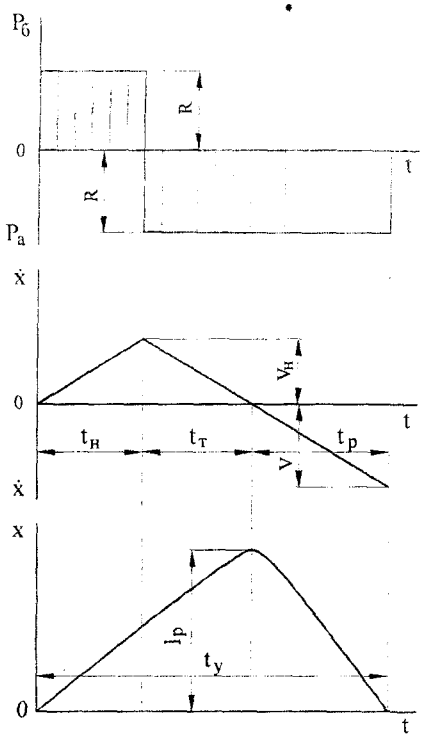


Рис. 2. Диаграммы сил (а), скорости (б) и пути (в) бойка эталонного ударного механизма

В таблице 1 приведены формулы для основных характеристик эталонного ударного механизма.

Таблица 1. Характеристики эталонного ударного механизма

№ п/п	Наименование характеристики	Расчетная формула
1	Длительность фазы разгона, t_H	$t_H = \sqrt{2}\frac{T}{R \cdot V}$
2	Длительность фазы торможения, t_T	$t_T = \sqrt{2}\frac{T}{R \cdot V}$
3	Длительность фазы рабочего хода, t_P	$t_P = 2\frac{T}{R \cdot V}$
4	Максимальная скорость бойка при обратном ходе $V_O^{MAX} = V_H$	$V_O^{MAX} = \frac{\sqrt{2}}{2}V = 0{,}71\,V$
5	Длительность цикла, $t_ц$	$t_ц = 4{,}82\frac{T}{R \cdot V}$
6	Частота ударов, $n_Э$	$n_Э = 0{,}21\frac{R \cdot V}{T}$
7	Ударная мощность, $N_Э$	$N_Э = 0{,}21\ R \cdot V$
8	Длина хода бойка, l_p	$l_p = \frac{T}{R}$

Из таблицы следует, что частота ударов $n_Э$ и ударная мощность не могут быть заданы произвольно, а зависят от заданных энергии удара T, силы отдачи R и максимально допустимой скорости соударения V. Фазовый портрет эталонного ударного механизма имеет следующий вид

$$\frac{X}{l_P} - \frac{\dot{X}^2}{V^2} = 0\text{, при } (0 < t < t_H),$$

$$\frac{X}{l_P} - \frac{(V_H - \dot{X})^2}{V^2} = \frac{1}{2}\text{, при } (t_H < t < t_H + t_T),$$

$$\frac{X}{l_P} - \frac{\dot{X}^2}{V^2} = 1\text{, при } (t_H + t_T < t < t_ц).$$

Фазовые траектории, соответствующие этим уравнениям, приведены на рис. 3.

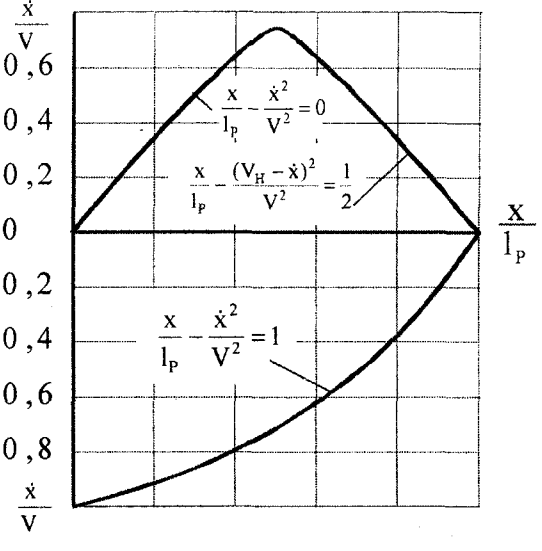


Рис. 3. Фазовые траектории бойка эталонного ударного механизма

В гидравлических ударных механизмах движение бойка осуществляется силами давления жидкости, поступающей из гидромагистрали в камеры механизма. Вместе с бойком движется жидкость, находящаяся в камерах ударного механизма и трубопроводах. Так как площади проходных сечений трубопроводов и площади рабочих камер механизма различны, то скорость жидкости в трубопроводах отличается от скорости движения бойка.

Обозначим совокупную массу бойка и движущейся жидкости m

$$m = m_б + m_{ж}^{пр},$$

где $m_б$ – масса бойка;

$m_{ж}^{пр}$ – приведенная к бойку масса жидкости.

Приведенная масса жидкости $m_{ж}^{пр}$ включает как массу жидкости в камерах механизма, так и массу жидкости в трубопроводах.

При приведении массы жидкости исходим из того, что кинетическая энергия жидкости, движущейся в трубопроводах со скоростью $V_{ж}$, равна кинетической энергии приведенной массы $m_{ж}^{пр}$, движущейся со скоростью бойка $\dot{X}$.

Жидкость, находящаяся в камерах механизма, движется со скоростью, равной скорости бойка, ее масса невелика, а ее изменение в разных фазах движения незначительно. Приведенная масса жидкости трубопроводов зависит от площади камеры приведения

$$m_{ж}^{пр} = m_{ж} \cdot \frac{S_K^2}{S_T^2},$$

где $m_{ж} = l_{тр} j$ – масса жидкости в трубопроводе;

$l_{тр}$ – длина трубопровода;

S_T – площадь сечения трубопровода;

j – плотность жидкости;

S_K – площадь камеры приведения (S_A либо S_B).

Приведенную массу жидкости выразим через массу бойка

$$m_{ж}^{пр} = m_б \cdot \mu_{ж},$$

тогда

$$m = m_б (1 + \mu_{ж}).$$

За каждый цикл движения в камеры ударного механизма поступает из напорной магистрали и удаляется в маслобак масса жидкости, соответствующая рабочему объему V_P ударного механизма. При этом в движение приводится вся жидкость, находящаяся в сливном трубопроводе. Потери энергии на удаление отработанной жидкости называют инерционными потерями. Оценим эти потери на примере механизма, фазы движения и скорости бойка которого соответствуют эталонному. В этом случае жидкость, удаляемая в маслобак при обратном ходе имеет кинетическую энергию, соответствующую скорости V_H, а при рабочем ходе скорости V.

Потери энергии на удаление жидкости

$$\Delta T = \frac{m_б \mu_{ж} V_H^2}{2} + \frac{m_б \mu_{ж} V^2}{2}, \qquad (1)$$

после преобразования получим

$$\Delta T = \frac{3}{2} \mu_{ж} \cdot T.$$

Условный, коэффициент полезного действия ударного механизма, учитывающий только этот вид потерь

$$\eta_{усл} = \frac{T}{T + \Delta T} = \frac{2}{2 + 3\mu_{ж}}. \qquad (2)$$

Анализ этой формулы показывает, что потери энергии на удаление жидкости могут быть большими. Так уже при $\mu_{ж} = \frac{2}{3}$, $\Delta T = T$. В реальных машинах $\mu_{ж}$ может достигать значений 2,0 и больше. На рис. 4 приведен график зависимости $\eta_{усл}$ от $\mu_{ж}$.

Таким образом, ударный механизм с мощностью, равной эталонному $N_Э$, и работающий по схеме, представленной на рис. 1, является неэффективным с точки зрения потерь энергии.

Снижение потерь ΔT исходя из формулы (1) можно достичь либо уменьшая приведенную массу жидкости $m_{ж}^{пр} = l_{тр} \cdot j \cdot \frac{S_K^2}{S_T}$, либо скорость ее движения (скорость бойка).

На рис.5 приведена схема гидравлического ударного механизма с дополнительной вспомогательной камерой (*В*). Удаление жидкости в маслобак происходит только при обратном ходе. При рабочем ходе бойка камеры *Б* и *В* соединены и жидкость перетекает из одной в другую. Потери энергии ΔT на удаление жидкости в этом случае $\Delta T = \frac{m_б \cdot \mu_ж V_H^2}{2} = \frac{1}{2} T \cdot \mu_ж$, а условный к.п.д.

$$\eta_{усл} = \frac{2}{2 + \mu_ж}. \qquad (3)$$

Графическая зависимость $\eta_{усл}$ от коэффициента $\mu_ж$ приведена на рис. 4 (кривая 2).

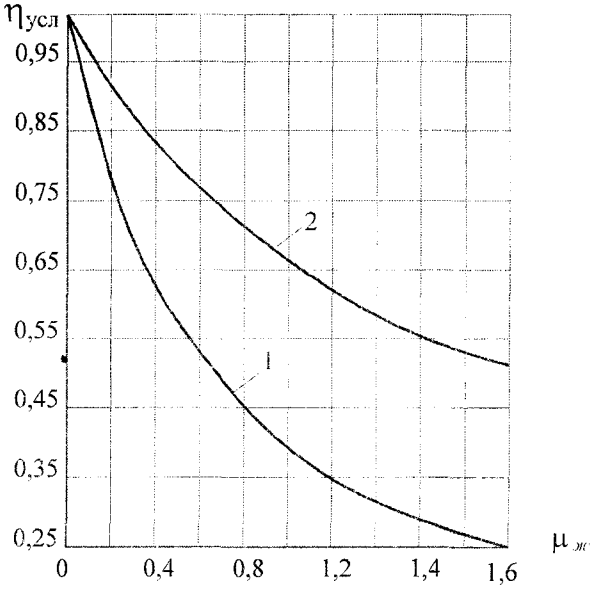


Рис. 4. Зависимости условного к.п.д. $\eta_{усл}$ от приведенной массы жидкости

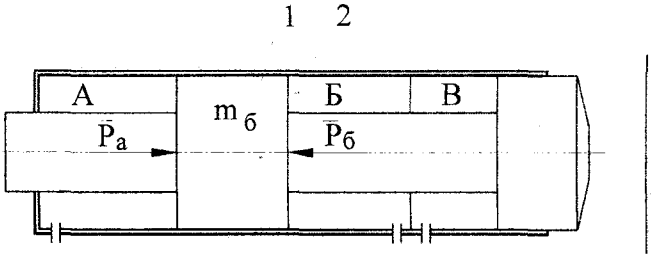


Рис. 5. Схема гидравлического ударного механизма с вспомогательной камерой

Таким образом, наличие вспомогательной камеры позволяет существенно снизить потери энергии, связанные с удалением отработанной жидкости и увеличить к.п.д. механизма.

Список литературы

1. Горбунов В.Ф., Ешуткин Д.Н., Пивень Г.Г., Тен Г.С. Гидравлические отбойные и бурильные молотки. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1982.

УДК 622.233.5-82

Крухмалева Я.С., аспирант
г.Орел, тел. (0862) 419849; e-mail: Yana_Kruhmaleva@mail.ru

РУЧНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ОТБОЙНЫЕ МОЛОТКИ, КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ И УДЕЛЬНАЯ МЕТАЛЛОЕМКОСТЬ

Different models of hydraulic hand mallets of leading firms and their technical description considered. Coefficient of useful action and specific steel intensity computed.

В настоящее время из всех видов ударных машин наиболее экономичными с точки зрения затрат энергии и металлоемкости являются гидравлические машины ударного действия.

Применение в машинах гидравлического объемного привода создало предпосылки для разработки компактных и мощных импульсных устройств, положенных в основу исполнительных органных, металлургических, дорожных, коммунальных машин и другого технологического оборудования.

Непрерывный рост объемов работ в горнодобывающей и строительной отраслях промышленности требует создания машин с улучшенными энергетическими характеристиками. В отечественной и зарубежной практике имеется опыт разработки гидравлических отбойных и бурильных молотков, позволяющих увеличить ударные мощности механизмов при приемлемых габаритах и высоком к.п.д.

Ручные машины ударного действия широко используются в горнодобывающих отраслях промышленности, строительстве, металлургии и машиностроении для механизации многих основных и вспомогательных процессов производства: отбойки углей, бурения шпуров, рубки металла, штамповки, чеканки, дробления бетонов и других материалов.

Наиболее распространены пневматические молотки. Многолетний опыт их создания, фундаментальные исследования советских ученых, оригинальные конструктивные решения позволили разработать ряд вибробезопасных пневмомолотков, превосходящих по своим показателям лучшие зарубежные образцы. В то же время этот класс машин характеризуют низкий уровень к.п.д., сложная и дорогая система воздухоснабжения, высокий уровень шума, выхлоп сжатого воздуха и др.

Машины с пневмоприводом отличаются простотой и надежностью, хорошо отработаны конструктивно и технологически. Дальнейшее их совершенствование, повышение экономичности ограничивается низким коэффициентом полезного действия пневматического привода.

Повышение производительности машин вызывает соответствующее увеличение их мощности. Для ручных машин ударного действия с любым видом привода увеличение мощности приводит к росту усилия нажатия, уровней вибрации и шума, а также массы. Эти параметры должны соответствовать требованиям государственных стандартов. Пневматическим машинам ударного действия присущ высокий уровень шума, связанный с выхлопом отработанного воздуха.

В целях улучшения вибрационных характеристик пневматических отбойных и бурильных молотков в нашей стране выполнено большое количество исследований, и многие рекомендации представляют интерес при создании ударных машин не только с пневманическим приводом.

Снижение уровня вибрации может осуществляться путем совершенствования ударных механизмов – источников вибрации – и применения виброзащитных устройств. Первое направление включает работы по оптимизации формы и геометрии соударяющихся тел ударного механизма и улучшению диаграмм усилий в рабочих камерах.

Второе направление работ предусматривает локальную виброизоляцию рукоятки молотков путем введения упругих элементов между корпусом и рукояткой. Теоретическое обоснование этот метод получил при исследовании пневматических и электрических молотков. Созданы устройства, снижающие уровень вибрации на рукоятке отбойных и бурильных молотков.

Ручные машины ударного действия с гидравлическим объемным приводом распространены меньше, но перспективы их применения значительны. Их основные преимущества – экономичность (благодаря высокому к.п.д. гидравлического объемного привода), компактность, обусловленная высоким давлением рабочего тела по сравнению с пневматическими машинами, меньший уровень шума

и вибрации вследствие отсутствия, выхлопа отработанного воздуха в атмосферу.

Повышение производительности машин ударного действия возможно путем увеличения энергии удара и быстродействия. Одним из решений этой проблемы является создание гидравлических машин, позволяющих существенно увеличить ударные мощности механизмов при высоких значениях к.п.д. и малых габаритах устройств, а также избежать некоторых противоречий и недостатков пневматического привода.

Нами рассмотрены различные модели гидравлических ручных молотков ведущих фирм производителей: BELLE, LIFTON, Томский Электромеханический завод им. В.В. Вахрушева, группа компаний Ремэнергомеханизация, АО «Сага-Авто» Bosh-servis. Ниже приведены характеристики различных моделей ручных гидромолотов.

МРГ-1 (завод им. Вахрушева): В отличие от пневматических молотков, работающих от компрессора, гидравлические молотки подключаются к гидросистеме любого транспортного средства, что обеспечивает мобильность и эффективность работ. МРГ-1 может работать на минеральном масле общего назначения или водоэмульсионной смеси. Малый вес, пониженный уровень вибрации и шума делает работу оператора физически менее утомительной.

Группа кампаний «Горный инструмент»: По своим параметрам эти гидравлические молотки успешно конкурируют с лучшими зарубежными аналогами и предназначены для разрушения горных пород, бетонов, асфальта, кирпичных и каменных кладок, других общестроительных и специальных работ.

Отличительными особенностями отечественных молотков являются:

высокая надежность, долговечность, виброзащита, низкий уровень шума, применение отечественных, недорогих пик, возможность работы от импортных гидроагрегатов и непосредственно от гидропривода строительной, коммунальной техники без дополнительной пускорегулирующей аппаратуры, возможность работы под водой (в специальном исполнении), и, самое главное, более низкая, по сравнению с импортными, стоимость.

Молотки серии МГЗ-40-1 работают на водной эмульсии в условиях шахт, карьеров подключаясь непосредственно от гидросистемы комплекса или шахтных гидростанций без дополнительной пускорегулирующей аппаратуры [1].

Гидромолотки фирмы LIFTON: Небольшой вес, комфортные условия работы оператора, безопасное устройство запуска, современный дизайн – универсальная модульная система, подключение к большинству строительных машин позволяют эффективно работать, не загрязняя окружающую среду. Также фирма LIFTON производит легкие, мобильные гидростанции с эффективной системой охлаждения.

Гидромолотки BELLE: Подходят для широкого класса работ на вертикальных поверхностях или в ограниченных помещениях, по вскрытию дорожного полотна, дегтебетона и асфальта. Могут быть присоединены к любому силовому агрегату, имеющему знак EHTMA категории С.

Приведенная ниже табл. 1 отражает технические характеристики гидравлических ручных молотков ударного действия различных фирм-производителей, а также величины коэффициента полезного действия и удельной металлоемкости. Для сравнения в таблице 2 приведены технические характеристики и величины коэффициента полезного действия и удельной металлоемкости пневматических бетоноломов ИП-4608, ИП-4612.

При этом коэффициент полезного действия всех анализируемых молотков определялся, как отношение ударной мощности $Ny = An$ к гидравлической мощности на входе $Nв = Q \cdot P$, т.е. $\eta = An/QP$.

Удельная металлоемкость определяется, как отношение массы молотка к его ударной мощности $\mu = m/An$.

Таблица 1

модель	производитель	страна	масса M, кг	частота ударов n, уд/мин.	энергия удара A, Дж	расход жидкости Q, л/мин.	рабочее давление P, МПа	КПД η	удельная металлоемкость μ, кг·с/Дж
LH10	LIFTON	Болгария	13.9	2400	18	18-22	7-9	0.34	0.019
LH18S	LIFTON	Болгария	22.5	1600	65	18-22	9-11	0.64	0.013
LH18E	LIFTON	Болгария	22.9	1600	65	18-22	9-11	0.64	0.013

Продолжение таблицы 1

LH21S	LIFTON	Болгария	24.7	1450	85	18-30	10.5-12.5	0.65	0.012
LH21E	LIFTON	Болгария	25.1	1450	85	18-30	10.5-12.5	0.65	0.012
LH25S	LIFTON	Болгария	30.6	1270	110	18-30	10.5-12.5	0.73	0.013
LH25E	LIFTON	Болгария	31.0	1270	110	18-30	10.5-12.5	0.73	0.013
2025	BELLE	Англия	25	1450	95	20	12-14	0.57	0.011
2023	BELLE	Англия	23	1560	90	20	12-14	0.59	0.010
2018	BELLE	Англия	18	1500	65	20	12-14	0.41	0.011
2012	BELLE	Англия	12	2000	55	20	12-14	0.46	0.007
МРГ-1	ТЭМЗ им. Вахрушева	Россия	7.8	2520	32	40	10.5	0.19	0.006
МГЗ-40-1	Гор. инструмент	Россия	10	1450	40-60	18	9-32	0.54	0.010
МГЗ-40-2	Гор. инструмент	Россия	10	1450	40-60	18	9-32	0.54	0.010
МГЗ-18	Гор. инструмент	Россия	10.8	2400	18	18-22	7-9	0.32	0.015
МГЗ-65	Гор. инструмент	Россия	18.7-19.1	1600	65	18-22	9-11	0.64	0.010-0.011
МГЗ-85	Гор. инструмент	Россия	20.9-21.3	1450	85	18-30	10.5-12.5	0.65	0.010
МГЗ-110	Гор. инструмент	Россия	25.2-25.6	1270	110	18-30	10.5-12.5	0.74	0.011

Таблица 2

модель	производитель	страна	масса M, кг	частота ударов n, уд/мин.	энергия удара A, Дж	расход воздуха Q, л/мин.	рабочее давление P, МПа	КПД η	удельная металлоемкость μ
ИП-4608	РЭМ	Россия	12	900	65	1500	0.49	0.08	0.012
ИП-4612	РЭМ	Россия	12	750	105	1700	0.63	0.07	0.009

Как видно из таблиц наибольшие значения к.п.д. у гидравлических молотков группы кампаний «Горный инструмент», концерна BELLE, затем – фирма LIFTON, несколько ниже у гидравлических молотков российского ТЭМЗ. Самые низкие значения к.п.д. у пневматических молотков РЭМ.

По своим параметрам руечные гидравлические молотки группы «Горный инструмент» успешно конкурируют с лучшими зарубежными аналогами, дают лучшие показатели к.п.д., а также значительно ниже по цене, как продукт российского производителя.

Список литературы

1. Горбунов В.Ф. Ручные гидравлические отбойные молотки. – Новосибирск: Издательство Наука ИГД СО АН СССР, 1982. – 3 с.

УДК 622.233.5-82

Ешуткин Д.Н., *докт. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Теоретическая и прикладная механика»*
Крухмалева Я.С., *аспирант*
г.Орел, тел. (0862) 419849; e-mail: Yana_Kruhmaleva@mail.ru

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УДАРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ. КЛАССИФИКАЦИЯ. СИНТЕЗ СТРУКТУРЫ

Hydraulic percussive mechanisms. Classification of percussive mechanisms. Structural synthesis of percussive mechanisms.

В соответствии с современными представлениями гидравлические машины ударного действия относятся к классу технологических машин и предназначены для преобразования материалов. Систематизация и классификация известных схем и конструкций машин всегда необходима и полезна, так как облегчает создание новых машин. Однако она представляет трудную задачу, и не только потому, что число различных вариантов схемных и конструктивных решений очень велико и постоянно пополняется новыми, но главным образом потому, что существуют трудности установления единых признаков систематизации, одинаково важных для ударных машин различного назначения. Логическим завершением любой систематизации является их такая классификация, которая позволяет учесть не только известные существующие, но и возможные типы машин.

Один из наиболее распространенных признаков классификации – назначение машин. Применение гидравлических ударных машин весьма разнообразно: рабочие органы кузнечных и сваебойных молотов, устройства для отделения и дробления углей, руд, пород, мерзлых и скальных грунтов, буровые станки, отбойные и бурильные молотки. Учитывая положительные стороны накопления фактического материала по использованию гидравлических ударных машин в различных отраслях промышленности, необходимо, однако, отметить, что данный признак не позволяет построить законченной классификации, ввиду появления новых областей применения машин ударного действия, предсказать которые нельзя. Кроме этого он не раскрывает возможности использования уже известных схемных и конструктивных вариантов гидроударников в машинах различного назначения.

Более общим является функциональный признак классификации. Все гидравлические, пневматические, механические и другие элементы, образующие в совокупности гидравлическую машину ударного действия можно отнести по принадлежности к трем узловым группам: ударные механизмы, органы управления и источники питания.

Ударный механизм обычно состоит из бойка, корпуса, рабочего инструмента, устройств обратного и рабочего ходов. Его назначение – преобразование гидравлической энергии источника питания в механическую энергию бойка.

С точки зрения современного толкования термина «механизм» [1,2,3], гидравлический ударный механизм не является механизмом как таковым, ибо в нем нет преобразования движения одного твердого тела в требуемое движение других твердых тел. В таком положении оказываются пневматические, электромагнитные и некоторые другие виды механизмов. Однако в специальной литературе термин «гидравлический ударный механизм» является устоявшимся, кроме того, необходимо иметь в виду, что в теории механизмов и машин его содержание менялось по мере появления новых механизмов.

Орган управления осуществляет распределение потоков жидкости для обеспечения требуемого закона движения бойка ударного механизма. Он состоит из распределительных и управляющих элементов, конструктивно выполненных в виде золотников, клапанов, гидравлических каналов в корпусе и проточек в бойке.

Источник питания (привод) в гидравлических машинах ударного действия включает в свой состав гидронасос, который приводится в движение электрическим или другим двигателем, предохранительную и регулирующую аппаратуру, стабилизаторы давления, трубопроводы. Однако есть отдельные примеры, когда вместо насоса используются различные виды аккумуляторов давления.

Деление составляющих частей машин ударного действия на ударные механизмы, органы управления и источники питания условно. В некоторых конструкциях функцию распределения потоков жидкости, частично или полностью выполняет ударный механизм, а иногда – источник питания. Однако в любой гидравлической машине ударного действия можно выделить эти функциональные элементы. Кроме того, такое деление удобно при анализе.

В любом гидравлическом ударном механизме имеются корпус (неподвижное звено), боек и две рабочие камеры переменного объема. Корпус ударных механизмов может лишь условно считаться неподвижным звеном, почти всегда он подвержен вибрациям, кроме того, может быть установлен на подвижном манипуляторе. Боек является выходным звеном механизма, совершающим относительно корпуса поступательное движение под действием сил давления рабочих тел со стороны камер переменного объема. В некоторых фазах движения боек взаимодействует только с этими рабочими телами, в других фазах с рабочим инструментом или непосредственно, с объектом обработки. Известны однобойковые, двухбойковые и многобойковые ударные механизмы, в последних в общем корпусе располагаются несколько бойков, которые передают ударные импульсы общему инструменту. Фазы движения бойков в двух и многобойковых механизмах не совпадают друг с другом. Многобойковые механизмы [4] позволяют увеличить ударную мощность и уменьшить неравномерность усилий отдачи.

Существуют динамически уравновешенные ударные механизмы, в которых кроме бойка имеется еще одно или несколько подвижных звеньев для снижения уровня реактивных усилий [5].

И в многобойковых и в динамически уравновешенных механизмах всегда присутствуют основные элементы ударного механизма: корпус, боек и две рабочие камеры переменного объема.

В основу классификации гидравлических ударных механизмов (рис.1) положены три следующих главных признака: количество бойков; тип рабочих камер, их управляемость; способ удаления отработанной жидкости из рабочих камер.

Рис. 1. Схема классификации гидравлических ударных механизмов

Управляемыми камерами в ударных механизмах могут быть только гидравлические. Неуправляемые камеры выполняются либо гидравлическими, либо пневматическими. Гидравлические неуправляемые камеры могут быть постоянно сообщены непосредственно с напорным трубопроводом или замкнуты и соединены с пневмоаккумулятором.

В соответствии с классификацией управляемыми могут быть обе рабочие камеры, камера рабочего хода, или камера обратного хода. Отработанная жидкость может удаляться из рабочих камер непосредственно в маслобак через сливной трубопровод, во вспомогательную камеру или гидропневматический аккумулятор, устанавливаемый в сливном трубопроводе. При этом для повышения коэффициента полезного действия механизма нужно стремиться к снижению потерь энергии на удаление отработанной жидкости.

Структурный синтез ударных механизмов

Под структурным синтезом понимается проектирование схемы гидравлического ударного механизма с указанием подвижных и неподвижных звеньев, вида рабочих камер, их взаимного расположения. С учетом принятых классификационных признаков, формально применяя методы комбинаторики можно получить 64 варианта схем ударных механизмов. Однако если учесть, что управляемыми камерами могут быть только гидравлические незамкнутые, вспомогательная камера постоянно сообщается со сливным трубопроводом и управляемой не может быть, кроме того, выполнение одной из неуправляемых рабочих камер либо пневматической, либо гидравлической замкнутой с пневмоаккумулятором не вносит функционального различия, то число возможных вариантов структурных схем ударных механизмов сократится до десяти (табл. 1). Возможные структуры гидравлических механизмов названы классами, их число равно 10. При этом для каждого из классов гидравлических ударных механизмов количество конструктивных решений не ограничено.

В табл. 1 приняты следующие обозначения: 1 – боек, 2 – корпус, А – камера рабочего хода, Б – камера обратного хода, С – вспомогательная камера, $А_А$ и $А_Б$ – пневмогидравлические аккумуляторы камер А и Б, $Р^{А}_{Н}$, $Р^{А}_{С}$, $Р^{Б}_{Н}$, $Р^{Б}_{С}$ – гидравлические распределители, сообщающие камеры А и Б с напорным (Н) и сливным (С) трубопроводами.

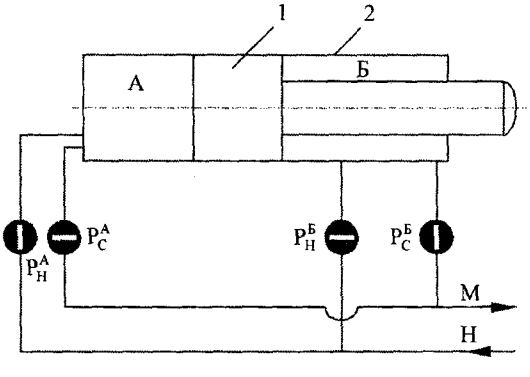
Распределители потока жидкости, осуществляющие управление движением бойка в соответствии с делением гидравлических машин ударного действия на функциональные элементы отнесены к органам управления. В зависимости от класса ударного механизма можно определить необходимое число N_p распределителей соответствующего типа

$$N_p = \frac{2n_y}{n_к},$$

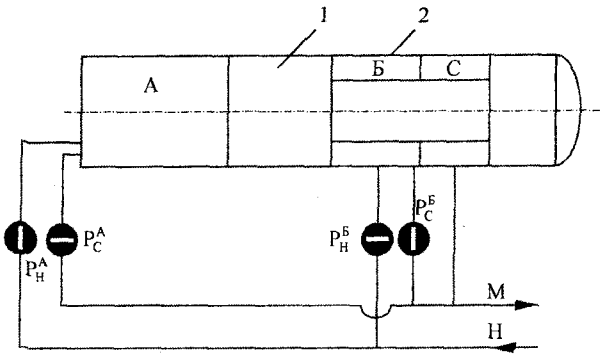
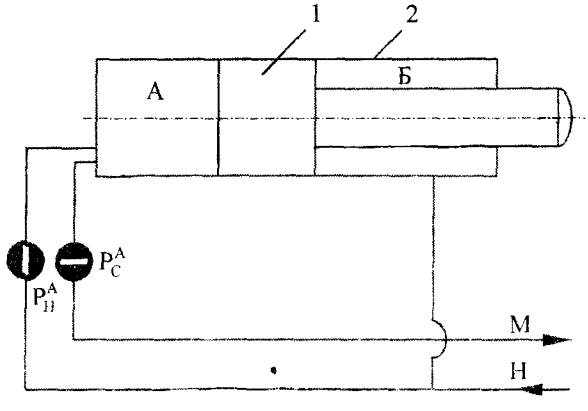
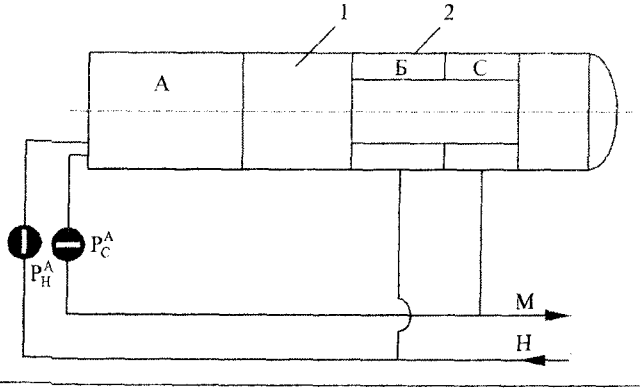
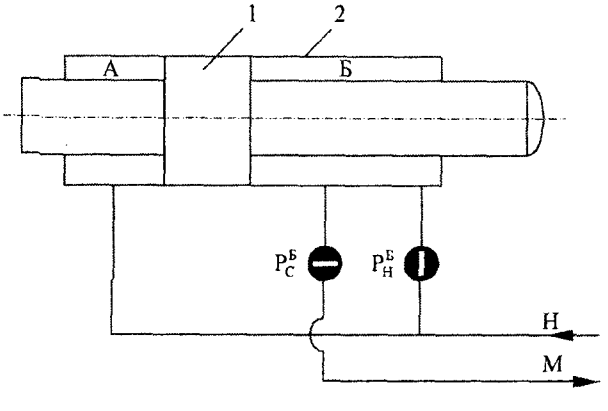
где n_y – число управляемых камер ударного механизма;

$n_к$ – число независимых каналов распределителя.

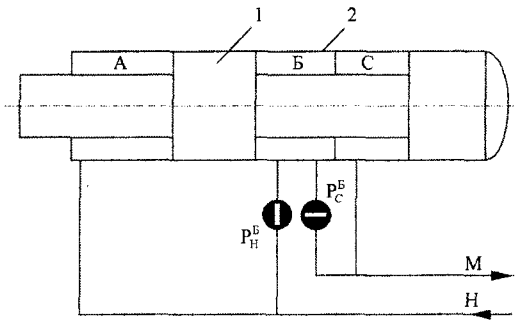
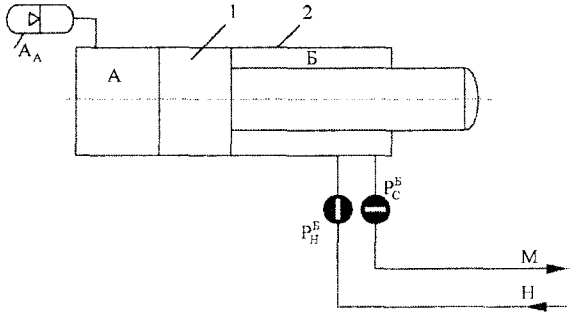
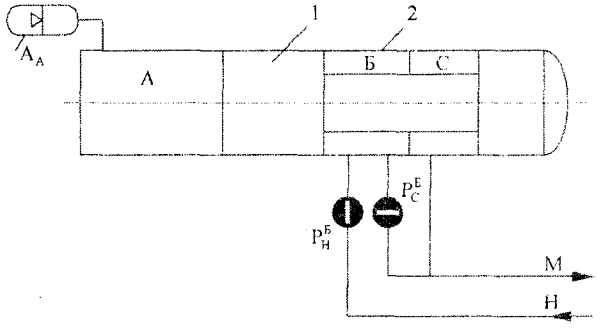
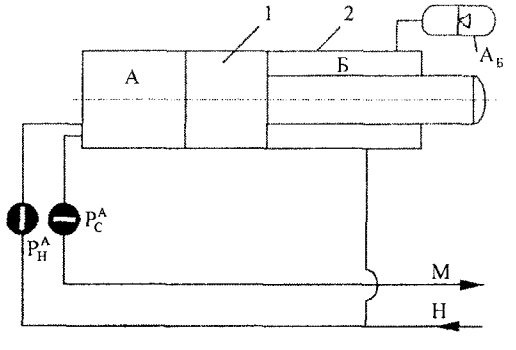
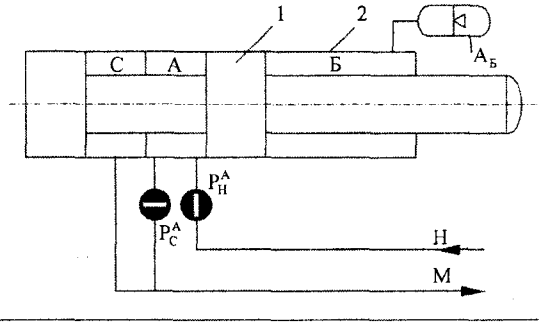
Таблица 1

Класс ударного механизма	Структурная схема
1	*2*
I Камера рабочего хода А – управляемая. Камера обратного хода Б – управляемая. Вспомогательной камеры С нет.	

Продолжение таблицы 1

1	2
II Камера рабочего хода А – управляемая. Камера обратного хода Б – управляемая. Имеется вспомогательная камера С.	
III Камера рабочего хода А – управляемая. Камера обратного хода Б – незамкнутая, неуправляемая. Вспомогательной камеры С нет.	
IV Камера рабочего хода А – управляемая. Камера обратного хода Б – незамкнутая, неуправляемая. Имеется вспомогательная камера С.	
V Камера рабочего хода А – незамкнутая, неуправляемая. Камера обратного хода Б – управляемая. Вспомогательной камеры С нет.	

Продолжение таблицы 1

1	2
VI Камера рабочего хода А – незамкнутая, неуправляемая. Камера обратного хода Б – управляемая. Имеется вспомогательная камера С.	
VII Камера рабочего хода А – замкнутая, неуправляемая. Камера обратного хода Б – управляемая. Вспомогательной камеры С нет.	
VIII Камера рабочего хода А – замкнутая, неуправляемая. Камера обратного хода Б – управляемая. Имеется вспомогательная камера С.	
IX Камера рабочего хода А – управляемая. Камера обратного хода Б – замкнутая, неуправляемая. Вспомогательной камеры С нет.	
X Камера рабочего хода А – управляемая. Камера обратного хода Б – замкнутая, неуправляемая. Имеется вспомогательная камера С.	

В табл. 1 условно изображены одноканальные распределители.

Список литературы

1. Артоблевский И.И. Теория механизмов и машин // Учебник для ВТУЗов. – М.: Наука ,1988.
2. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. // Учебник для ВТУЗов. – М.: Высшая школа, 1987.
3. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1979.
4. Белан Н.А. О применении гидравлических ударных механизмов в бурильных машинах / Сб. Гидравлические ударные механизмы для бурильных машин. – Прокопьевск: 1972.
5. Ешуткин Д.Н., Пивень Г.Г., Кретов Б.П., Тен Г.С. Определение параметров гидропневматической машины ударного действия с идеальным рабочим циклом / Сб. Горная механика. – Караганда, 1972.

УДК 622.233.5-82

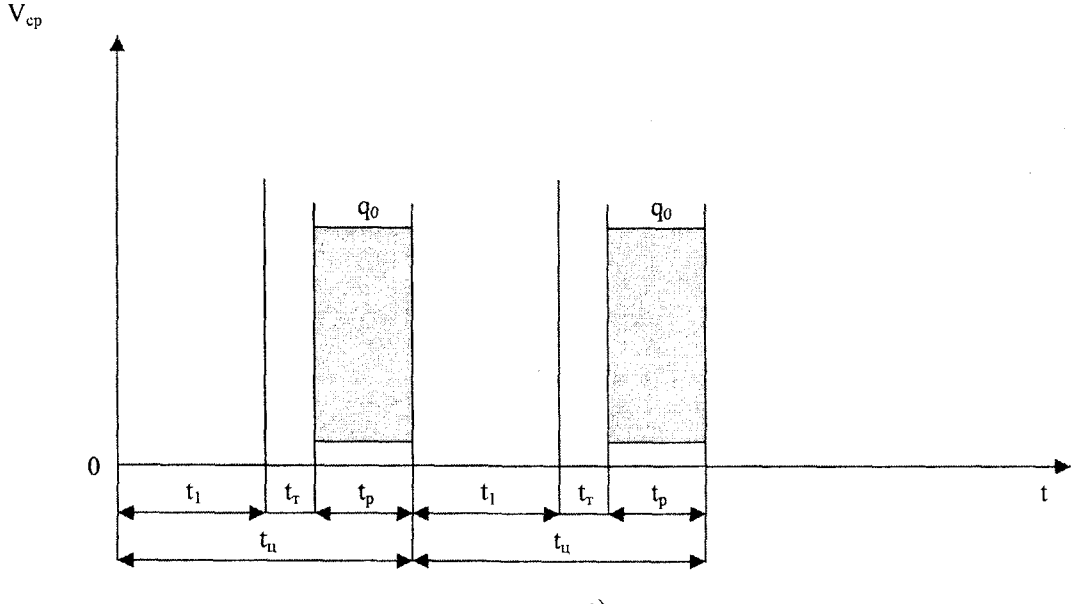
Ешуткин Д.Н., *докт. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Теоретическая и прикладная механика»*
Крухмалева Я.С., *аспирант*
г.Орел, тел. (0862) 419849; e-mail: Yana_Kruhmaleva@mail.ru

ПРИБЛИЖЕННАЯ ТЕОРИЯ РАБОТЫ СЛИВНОГО ТРУБОПРОВОДА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

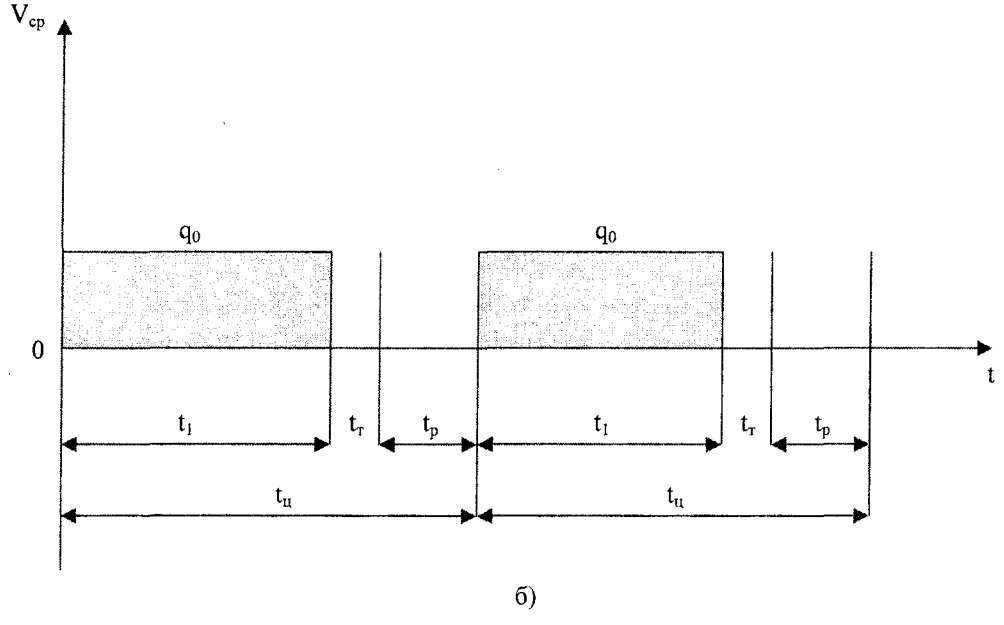
The approached theory of work of the drain pipeline of hydraulic machines of shock action.

В сливной трубопровод из камер ударного механизма периодически в течение каждого цикла поступает количество жидкости, равное рабочему объему ударного механизма q_0 (рис. 1).

В ударных механизмах 5, 7 [1] классов удаление жидкости происходит в фазе рабочего хода в течение времени t_p (рис. 1а), а в механизмах 3, 4, 6, 8, 9 классов в первой фазе обратного хода в течение времени t_1 (рис. 1б). Исключение составляют механизмы 1, 2 классов с двумя управляемыми камерами, а также механизмы, в которых выполняется режим движения с естественным торможением бойка.



а)



б)

Рис. 1. Упрощенные диаграммы поступления жидкости в сливной трубопровод: для ударных механизмов а) в фазе рабочего хода, б) в фазе обратного хода

Рассмотрим случай, когда сливной трубопровод (рис. 2) является простым с гладкими стенками. Упругие деформации незначительны и ими можно принебречь.

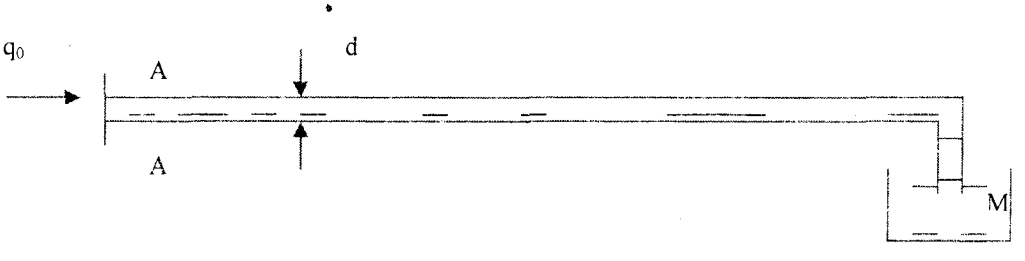


Рис. 2. Схема сливного трубопровода

Обозначим длину трубопровода L, его диаметр d. Тогда масса жидкости в нем будет $M_ж = \pi d^2 \rho L/4$, где ρ – плотность жидкости.

При поступлении в трубопровод объема жидкости q_0 в движение приводится вся жидкость, находящаяся в нем со скоростью $V_ж = 4q_0/\pi d^2 t_p$ для схемы (рис. 1а) и $V_ж = 4q_0/\pi d^2 t_1$ для схемы (рис. 1б).

Инерционные потери энергии на удаление жидкости в каждом цикле движения будут равны кинетической энергии жидкости

$$T_{пот} = 1/2 M_ж V_ж^2.$$

В первом случае $T_{пот} = 2Lq_0^2\rho/\pi d^2 t_p^2$, во втором $T_{пот} = 2Lq_0^2\rho/\pi d^2 t_1^2$ ($t_р < t_1$).

Для расчета потерь давления на трение по длине трубопровода воспользуемся формулой Пуазейля [2]

$$\Delta P_{тр} = 128\upsilon\rho LQ/\pi d^4,$$

где Q – расход жидкости в трубопроводе.

В первом случае $Q = q_0/t_p$, во втором $Q = q_0/t_1$.

Потери энергии на трение по длине трубопровода определим как $T_{тр} = \Delta P_{тр} q_0$.

Тогда для первого случая получим

$$T_{тр} = 128\upsilon\rho L q_0^2/\pi d^4 t_p,$$

для второго случая

$$T_{mp} = 128\upsilon\rho L q_0^2/\pi d^4 t_1$$

Суммарные потери энергии в сливном трубопроводе для ударных механизмов 5 и 7 классов (первый случай)

$$\Delta T = T_{пот} + T_{тр} = 2\rho L q_0^2/\pi d^2 (1/t_p^2 + 64\upsilon/d^2 t_p),$$

А для ударных механизмов 3, 4, 6, 7 и 9 классов (второй случай)

$$\Delta T = T_{пот} + T_{тр} = 2\rho L q_0^2/\pi d^2 (1/t_1^2 + 64\upsilon/d^2 t_1).$$

Потери энергии будут минимальными (теоретически) в том случае, если скорость жидкости в сливном трубопроводе будет постоянной и равной $q_{ср}=q_0/t_ц$, то есть

$$\Delta T_{min} = 2\rho L q_0^2/\pi d^2 (1/t_ц^2 + 64\upsilon/d^2 t_ц)$$

Относительная величина потерь энергии для рассмотренных случаев $\Delta T_{min}/\Delta T$ будет

$$\Delta\tau_1(d,t_ц,t_{цр},\upsilon) = \Delta T_{min}/\Delta T(1) = \frac{d^2 + 64\upsilon t_ц}{d^2 + 64\upsilon t_p}\frac{t_p^2}{t_ц^2}, \quad \Delta\tau_2(d,t_ц,t_{ц1},\upsilon) = \Delta T_{min}/\Delta T(2) = \frac{d^2 + 64\upsilon t_ц}{d^2 + 64\upsilon t_1}\frac{t_1^2}{t_ц^2}.$$

Графические зависимости относительных потерь $\Delta\tau_1$ и $\Delta\tau_2$ от соотношений $\tau_1=t_p/t_ц$, $\tau_2=t_1/t_ц$ и вязкости жидкости υ приведены на рис. 3 и рис. 4.

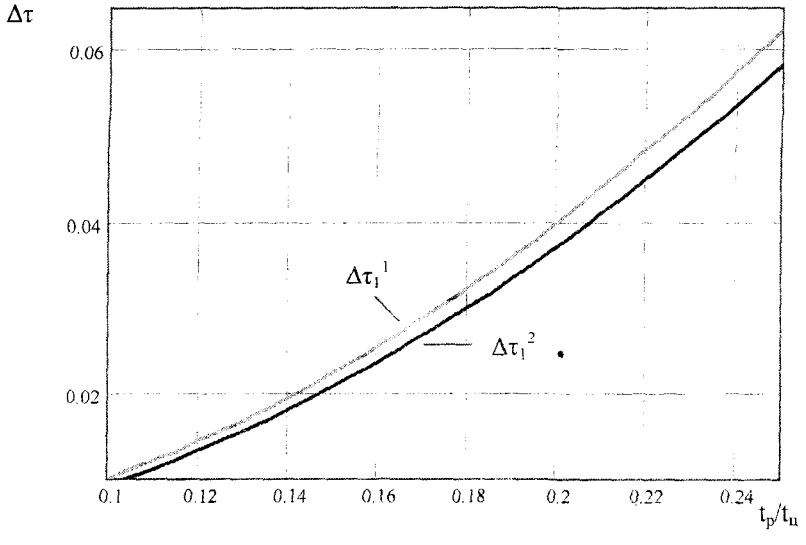


Рис. 3. Зависимость относительных потерь $\Delta\tau_1$ от соотношения $t_p/t_ц$
$t_p/t_ц$=0.1,0.15..0.2,. $\Delta\tau_1^1=\Delta\tau_1(3.2,t_ц,t_{цр},0.01)$, $\Delta\tau_1^2=\Delta\tau_1(1.2,t_ц,t_{цр},0.04)$

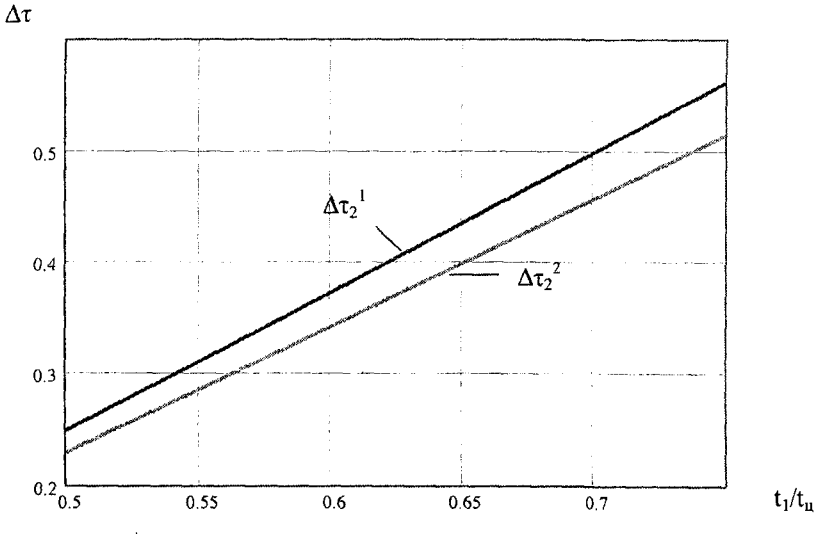


Рис. 4. Зависимость относительных потерь $\Delta\tau_2$ от соотношения $t_1/t_ц$
$t_1/t_ц$=0.5,0.75..0.9, $\Delta\tau_2^1=\Delta\tau_1(3.2,t_ц,t_{цр},0.01)$, $\Delta\tau_2^2=\Delta\tau_1(1.2,t_ц,t_{цр},0.04)$

Как видно на графиках, при увеличении диаметра и уменьшении вязкости жидкости уменьшаются относительные потери энергии. При незначительном увеличении t_1, значительно уменьшаются потери энергии. Следовательно, наиболее оптимальным будет случай, когда жидкость поступает в сливной трубопровод в течение времени t_1 обратного хода. Причем, при значении диаметра 1.8 и выше потери энергии практически неизменны, а при значении диаметра ниже 1.8 потери незначительно увеличиваются, и при $d<1$ резко увеличиваются. При $\upsilon<0.5$ потери не меняются, а при увеличении υ до 1 потери увеличиваются.

На рис. 5 приведена схема сливного трубопровода с аккамулятором.

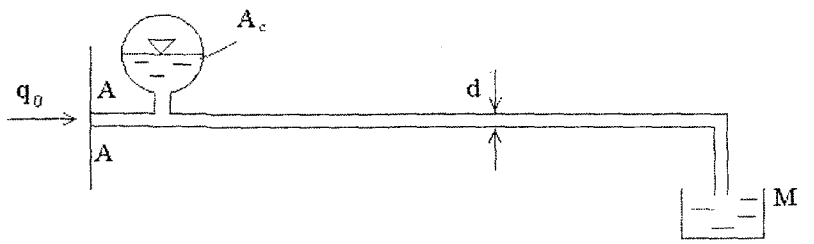


Рис. 5. Схема сливного трубопровода с пневмогидравлическим аккумулятором

Аккумулятор A_c предназначен для того, чтобы уменьшить (усреднить) расход жидкости в сливном трубопроводе, приблизив его к величине $q_{cp}= q_0/t_ц$.

При этом для ударных механизмов, отнесенных к первому случаю, когда жидкость поступает в сливной трубопровод в фазе рабочего хода, должно выполняться условие:

$$q_{cp}= q_0/t_ц = q_m/t_p, \qquad (1)$$

где q_m – объем жидкости, поступающий в сливной трубопровод за время t_p.

Из (1) следует $q_m= q_0 t_p/t_ц$. Тогда оставшийся объем жидкости q_0-q_m в это время должен поступить в аккумулятор A_c, то есть рабочий объем аккумулятора должен быть $q_a= q_0(1-t_p/t_ц)$. Этот объем удаляется в сливной трубопровод за время $t_ц$-$t_p = t_m+t_1$, со средним расходом $q_{cp}= q_0/t_ц$.

Для ударных механизмов отнесенных ко второй группе, когда жидкость поступает в сливной трубопровод в первой фазе обратного хода должно выполняться условие

$$q^*_{cp} = \frac{q_0}{t_ц} = \frac{q_m}{t_1},$$

откуда

$$q^*_m = q_0 \cdot \frac{t_1}{t_ц}.$$

При этом рабочий объем аккумулятора A_c будет определяться по формуле $q^*_a = q_0\left(1-\frac{t_1}{t_ц}\right)$.

Соотношение рабочих объемов аккумуляторов

$$\delta_q(t_{ц1}, t_{цр}) = \frac{q^*_a}{q_a} = \frac{t_ц - t_1}{t_ц - t_p}.$$

Графические зависимости относительного рабочего объема аккумулятора δ_q от соотношений времени $t_p/t_ц$ и $t_1/t_ц$ приведены на рис. 5 и рис. 6.

Начальное усилие зарядки аккумулятора следует принять соответствующим потере давления на трение.

$$P_1 = \frac{\pi d^2}{4}\Delta P_{mp}.$$

Максимальная сила давления жидкости $P_2=P_1\cdot\varepsilon$.

$$\delta_q(t_1/t_ц, t_p/t_ц) = \frac{1-t_1/t_ц}{1-t_p/t_ц}$$

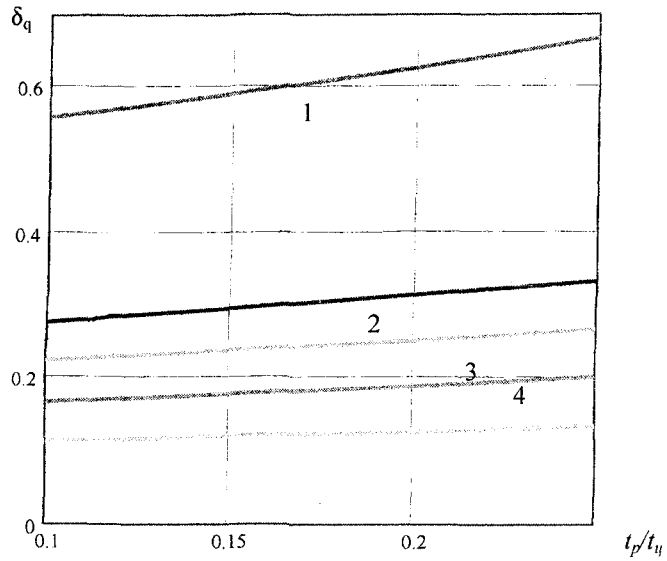


Рис. 5. Зависимость относительного рабочего объема аккумулятора δ_q *от* $t_p/t_ц$
$t_p/t_ц$=0.1,0.15..0.25. 1-δq(0.5, $t_p/t_ц$). 2-δq(0.75, $t_p/t_ц$). 3-δq(0.8, $t_p/t_ц$). 4-δq(0.9, $t_p/t_ц$)

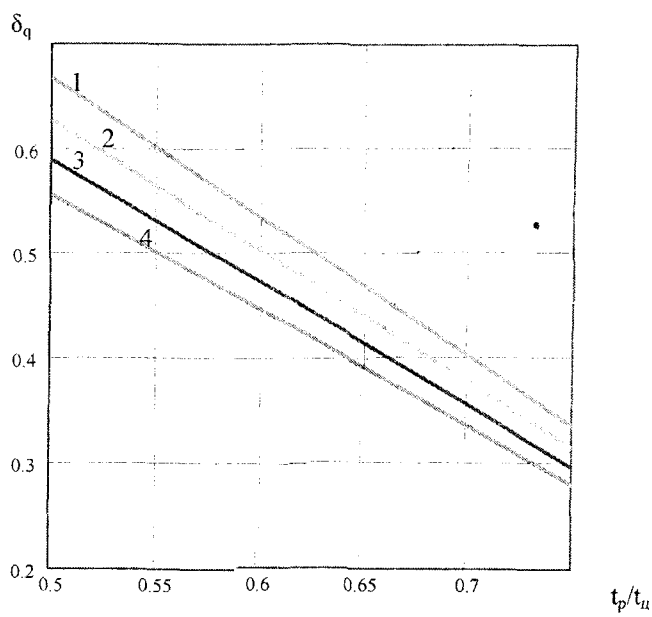


Рис. 6. Зависимость относительного рабочего объема аккумулятора δ_q *от* $t_1/t_ц$
$t_p/t_ц$=0.5,0.75..0.9. 1-$\delta q(t_1/t_ц, 0.1)$. 2-$\delta q(t_1/t_ц, 0.15)$. 3-$\delta q(t_1/t_ц, 0.2)$. 4-$\delta q(t_1/t_ц, 0.25)$

Как видно на графиках, при увеличении времени обратного хода и, соответственно, уменьшении времени рабочего хода, рабочий объем аккумулятора уменьшается.

Следовательно, необходимо использовать жидкость с минимальной вязкостью, диаметр трубопровода должен быть максимальным, а жидкость должна удаляться во время обратного хода. И чем меньше время рабочего хода, тем меньше рабочий объем аккумулятора.

Список литературы

1. Горбунов В.Ф., Шуткин Д.Н. Ручные гидравлические отбойные молотки. – Новосибирск: Издательство Наука ИГД СО АН СССР, 1982.

2. Башта Т.Н., Руднев С.С., Некрасов Б.Б., Байбаков О.В., Кирилловский Ю.Л. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. – М.: Машиностроение, 1970.

УДК 622.235

***Юрьев Д.А.**, старший преподаватель кафедры «Динамика и прочность машин»*
***Хавроничев В.В.**, аспирант*
***Ределин Р.А.**, студент*
г.Орел, тел. (0862) 419885; e-mail: yurew@rambler.ru

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНОЙ УДАРНОЙ СИСТЕМЫ

In clause the technique of carrying out of experimental researches of self-oscillatory shock system is submitted. Its features which should be taken into account at a choice of the control and measuring equipment are reflected.

Процессы, протекающие в гидравлических машинах ударного действия [1] характеризуются быстрым изменением параметров во времени, наличием высоких пиковых значений, превышающих номинальные в несколько раз, высоким давлением, ударными нагрузками. В связи с этим, для проведения экспериментальных исследований автоколебательной ударной системы необходимо использовать контрольно-измерительное оборудование, которое позволит измерить рабочие параметры с необходимой степенью точности и вести их математическую обработку.

На примере проведения экспериментальных исследований гидравлического устройства ударного действия, являющегося частью экспериментального комплекса ДПМ1 [2] (рис. 1), предназначенного для изучения автоколебаний, рассмотрим методические особенности использования аналого-цифрового преобразователя (АЦП).

Представление аналоговых сигналов в цифровом виде упрощает запись, хранение и обработку результатов эксперимента. При помощи программ математического моделирования и статистической обработки (LabView, Matlab, Statistika) может проводиться анализ полученных данных.

В связи с этим для регистрации значений давления в гидросистеме используются тензометрические датчики, определения скорости смещения подвижных функциональных элементов устройств используются индукционные датчики, для измерения ускорения – акселерометры. Датчики подключаются к АЦП и источнику питания.

Сбор данных можно вести в двух режимах: однополюсном и дифференциальном. При однополюсном режиме имеется возможность подключения максимального числа устройств и использования большей частоты дискретизации. При дифференциальном режиме понижается уровень шума. Частота дискретизации зависит от быстроты протекания процессов в системе, поэтому для рассматриваемого класса машин, исходя из проведенных исследований, рекомендуется использовать частоту не менее 10000 Гц.

Контрольно-измерительное оборудование представляет собой датчики давления, блок питания датчиков, плату аналого-цифрового преобразователя и ЭВМ с установленным программным обеспечением, необходимым для регистрации и обработки полученных сигналов.

В качестве АЦП использовалась плата типа ЛА2-М3 производства ЗАО «Руднев-Шиляев» [3].

Характеристики платы:

– число каналов подключения: 16 каналов при однополюсном режиме и 8 каналов при дифференциальном режиме;

– максимальная частота дискретизации: 500 кГц (340 кГц для многоканального режима;

– отношение сигнал / шум: 70 дБ;

– максимальное допустимое напряжение: для однополюсного режима 10 В, для дифференциального режима 5 В;

– входное сопротивление: более 100 МОм.

Схема подключения контрольно-измерительного оборудования представлена на рис. 1, где датчик 1 - преобразователь избыточного давления типа КРТ-1 рассчитанный на максимальное рабочее давление 16 МПа; датчик 2 аналогичен датчику 1, но его максимальное рабочее давление 6 МПа.

Характеристики датчиков давления КРТ-1 [4]:

– верхние пределы измерений: 6 МПа и 16 МПа;

– пределы допускаемой основной погрешности: ±1 %;
– сила тока выходного сигнала: 4 – 20 мА;
– напряжение питания: 9,6 – 42 В
– нагрузочное сопротивление: 0 – 1,32 кОм.

Преимуществом датчиков КРТ является отсутствие необходимости их тарировки. Истинные значения давления определяются по формуле

$$p = \frac{I-4}{16} p_{\max},$$

где p – истинное значение давления;
p_{max} – максимальное давление, на которое рассчитан датчик;
I – сила тока.

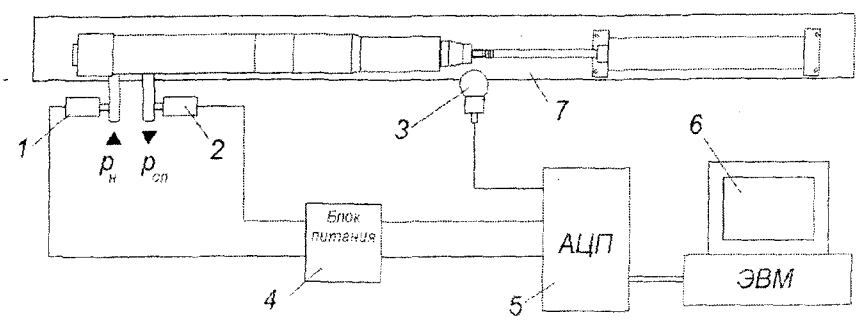


Рис. 1. Схема экспериментального комплекса ДПМ1

Датчик 3 – микрофон, регистрировавший акустические и шумовые характеристики гидроударника.

Датчики давления (преобразователи избыточного давления) типа КРТ-1 были установлены в напорной $p_н$ и сливной $p_{сл}$ магистралях, микрофон находился на расстоянии 30 см от гидроударника при регистрации акустического сигнала в момент удара бойка по инструменту, или на расстоянии 1 м – для оценки шумовых характеристик. В блоке питания 4 была реализована схема питания, подключения и установки преобразователей давления. Питание производилось от источника постоянного тока напряжением 24 В и сопротивлением нагрузочных резисторов 240 Ом. Для удобства все элементы были размещены в одном корпусе. Блок питания рассчитан на два канала подключения (при необходимости их число можно увеличить) для снятия показаний в напорной и сливной магистралях.

Датчики давления, блок питания и микрофон соединялись экранированными электрическими проводниками с выносной платой 5 аналого-цифрового преобразователя.

После установки регистрирующего оборудования производилось включение ЭВМ и запуск программного обеспечения. Устанавливалась частота дискретизации, коэффициент усиления и другие необходимые параметры, после чего приводился в действие объект исследования и производился сбор данных и их запись на жесткий диск. Обработка велась после записи данных, так как в режиме реального времени она требует большой мощности процессора ЭВМ.

Результаты проведения эксперимента гидравлического устройства ударного действия представлены на рис. 2 и рис. 3. Оцифровка и обработка данных проводилась при помощи программного обеспечения, поставляемого с платой АЦП, и системы LabView фирмы «National Instruments» [5]. На рис. 2 представлены осциллограммы изменения давления в напорной магистрали (верхний график), сливной магистрали (средний график), звукового сигнала (нижний график). На рис. 3 представлена программа для обработки данных, написанная в системе LabView, и график изменения давления в напорной магистрали во времени. Оцифровка данных велась с частотой дискретизации 50000 Гц для каждого канала.

Все приборы контрольно-измерительного оборудования надежны, имеют простую конструкцию, легко и за минимальное время монтируются и демонтируются, имеют небольшие габариты и вес, не требуют высокоточной настройки, могут эксплуатироваться в различных условиях. Совместно с ЭВМ появляется возможность проведения сложного математического анализа полученных данных. Все выше перечисленное, а также простота методики проведения эксперимента позволяют ис-

следовать машины ударного действия наиболее эффективно и с наименьшими затратами в различных условиях их эксплуатации.

Данная методика может быть применена не только к исследованию устройств ударного действия, а также к проведению экспериментов на других видах гидравлических машин.

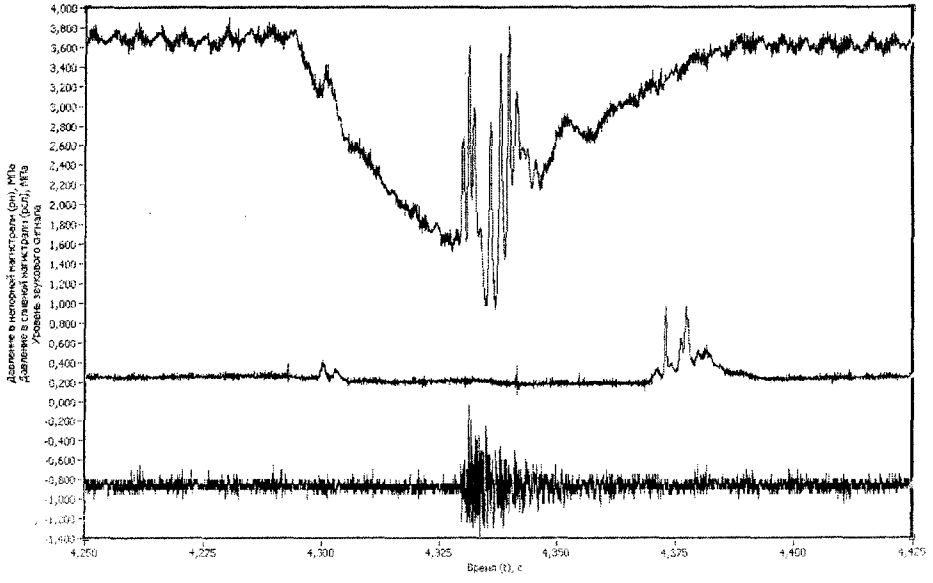


Рис. 2. Осциллограммы изменения давления в напорной магистрали (верхний график), сливной магистрали (средний график), звукового сигнала (нижний график)

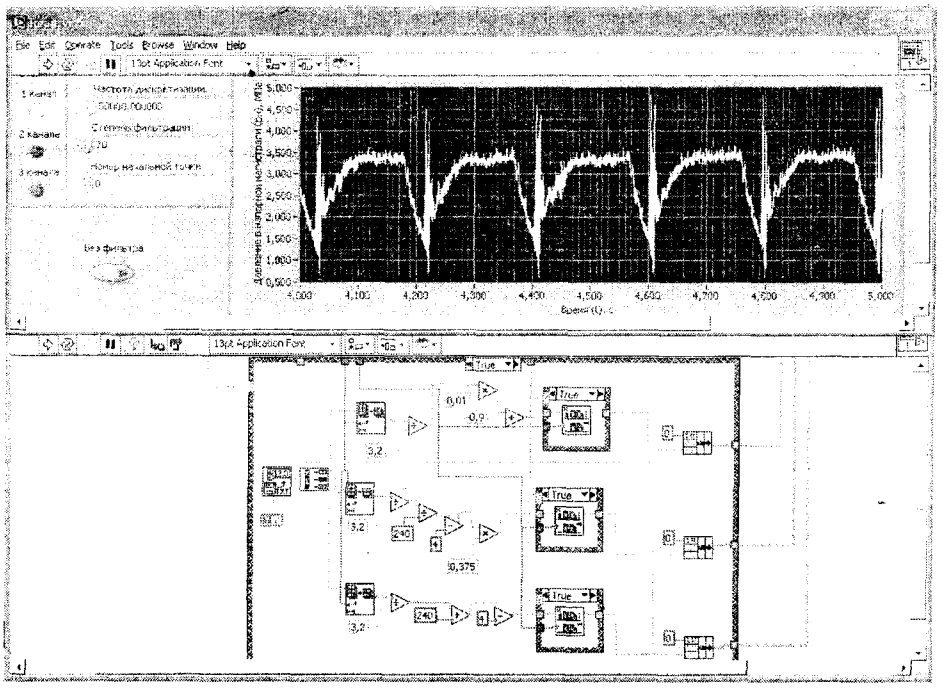


Рис. 3. Лицевая панель, блок диаграмма системы LabView и график изменения давления в напорной магистрали ударника

Список литературы

1. Ушаков Л.С., Котылев Ю.Е., Кравченко В.А. Гидравлические машины ударного действия. – М.: Машиностроение, 2000. – 416 с., ил.

2. Ушаков Л.С., Котылев Ю.Е. Разработка экспериментального комплекта оборудования для изучения автоколебательных систем // Сб. статей «Индустрия образования». – Вып. 3. М.: ГОСНИИСИ –

РОСУЧПРИБОР, 2002. – 68-73.

3. Номенклатурный каталог продукции на 2000 г. – М.: ЗАО «Руднев-Шиляев», 2000. – 160 с.

4. Номенклатурный каталог продукции на 2003 г. – Орел: ЗАО «Орлэкс», 2003. – 82 с.

5. Образовательные, научные и инженерные приложения в среде LabView и технологии National Instruments // Сборник трудов. Международная научно-практическая конференция. Москва, 14-15 ноября, 2003 г. – М: Изд-во РУДН, 2003. – 309 с.

УДК 622.23.05

Ушаков Л.С., *докт. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Динамика и прочность машин»*
Семенюк С.Н., *инженер*
г. Орел, тел. (0862) 419813; e-mail: ushakov@ostu.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ И СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРЯМОТОЧНОГО КЛАПАННОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ ГИДРОУДАРНОГО УСТРОЙСТВА

The subject-matter of the article is construction and working principles of the hydraulic device. One can also find there the main constructive elements of the hydraulic hammer, equations describing flow peculiarities in the selector valve, as well as the results of their solution: pressure fields, flow velocities in the selector valve channels. Basing on the given numerical results there have been derived flow velocities and pressures through the hydraulic equations with the variable boundary conditions. Pressure-metering characteristics have been defined as well.

Актуальной является проблема, связанная с бестраншейной прокладкой трубопроводов предназначенных для транспортировки нефти и газа, а также для прокладки линий связи, тепловых и коммунальных сетей и др. в городской черте крупных мегаполисов. Расширение работ по бестраншейной прокладке трубопроводов требует решения ряда технических задач, одной из которых является создание мощной силовой импульсной системы, способной реализовывать ударные нагрузки большой интенсивности. Одним из основных функциональных элементов системы является генератор ударных импульсов (гидроударник), гидрокинематическая схема которого представлена на рис. 1 [1].

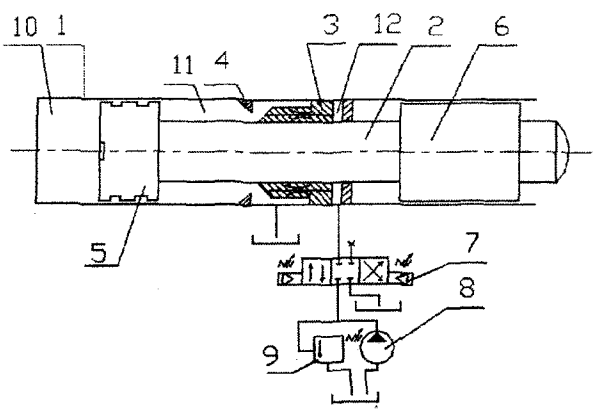


Рис. 1. Гидрокинематическая схема гидроударника с клапанным распределителем

1 – корпус; 2 – шток; 3 – клапан; 4 – седло; 5 – поршень; 6 – боек; 7 – золотниковый распределитель; 8 – насос; 9 – предохранительный клапан; 10 – газовый аккумулятор; 11 – взводящая полость; 12 – доклапанная полость

Система автоматического управления гидроударника включает золотниковый распределитель с электромагнитным приводом и прямоточный клапанный распределитель (ПКР) (рис. 2).

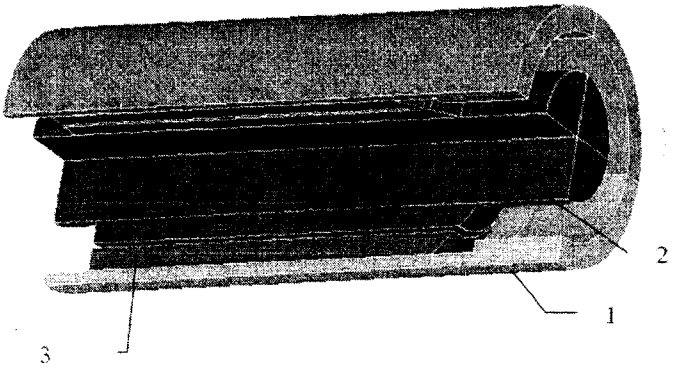


Рис. 2. Объемно пространственная модель клапанного распределителя (ПКР)

1 – корпус, 2 – шток, 3 – клапан

Рабочий цикл ударного устройства состоит из следующих периодов:

1) жидкость от насоса под давлением подается в полость управления и перемещает клапан в крайне левое положение; в конце хода клапан запирает взводящую полость, прижимаясь к пояску седла;

2) рабочая жидкость заполняет взводящую полость, перемещая поршень влево, сжимая газ в аккумуляторе;

3) переключение золотникового распределителя, подключение полости управления к сливной магистрали;

4) открытие клапана и его перемещение в крайне правое положение при одновременном начале движения поршня вправо под действием сжатого газа в аккумуляторе – разгон бойка;

5) рабочий ход завершается ударом бойка по хвостовику инструмента или наголовника трубы.

Затем рабочий цикл повторяется.

Для выбора рациональных конструктивных параметров ПКР, обеспечения устойчивой работы гидроударника необходимо исследовать характер течения жидкости в его полостях.

Пусть вязкая жидкость (рис. 3) под давлением, имея плотность ρ и динамическую вязкостью μ, течет в канале из доклапанной полости в заклапанную с начальной скоростью V_0. На границе заклапанной полости действует давление P_2. Для исследования динамики клапанного распределителя необходимо рассчитать поля скоростей и давлений при изменяющихся граничных условиях (закрытие-открытие клапана) в рассматриваемой пространственной области. Чтобы сократить объем расчетов и провести последующий анализ, определим основные коэффициенты, характеризующие течения жидкости в полостях ПКР. Опираясь на классические представления о вязких сжимаемых жидкостях, определим изменение скорости в сечении трубопровода, исходя из уравнения Навье-Стокса и условия неразрывности потока жидкости, которые имеет вид [2]

$$F - \frac{1}{\rho} grad\, p + \nu \nabla^2 u = \frac{du}{dt}, \quad div\, u = 0,$$

где p – давление;

ν – кинематическая вязкость;

ρ – плотность;

F – массовая сила;

u – скорость;

t – время.

Влиянием массовых сил пренебрегаем вследствие их малости, а линии тока считаем прямыми, параллельными оси x (рис. 3), тогда имеем

$$F_X = F_Y = F_Z = 0; \quad \frac{du}{dt} = 0; \quad u_Y = u_Z = 0.$$

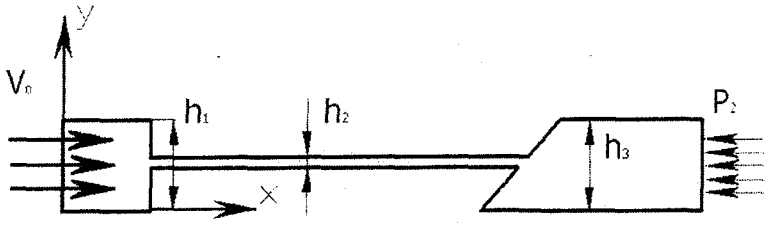


Рис. 3. Расчетная схема клапанного распределителя

Откуда получаем

$$-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\nu\frac{\partial^2 u_X}{\partial y^2}=0;\quad \frac{\partial p}{\partial y}=0;\quad \frac{d^2u}{dy^2}=\frac{1}{\rho\nu}\frac{dp}{dx}.$$

Начальные условия: $u(0)=0$; $u(h_i)=0$.

Закон распределения скоростей в каналах ПРК будет иметь вид

$$u=\frac{1}{2\mu}\frac{dp}{dx}y(y-h_i).$$

Распределение скорости по сечению трубопровода представлено на рис. 4. Распределение скорости жидкости по сечению трубопровода, характерна для ламинарного режима течения. Максимальное значение скорость имеет при $y=h/2$.

Для проверки достоверности результатов полученных аналитическим способом рассмотрим аналогичную задачу с использованием конечных разностей реализованных в программном комплексе ANSYS.

Результаты исследования выполнены с использованием численного метода и представлены на рис. 5 и 6. Из приведенных рисунков следует, что при прохождении жидкости через дросселирующий канал на его входе формируется область высоких давлений. В канале давление снижается за счет необратимых потерь энергии, на выходе из канала образуется область разрежения, в которой возникают противопотоки жидкости рис. 6.

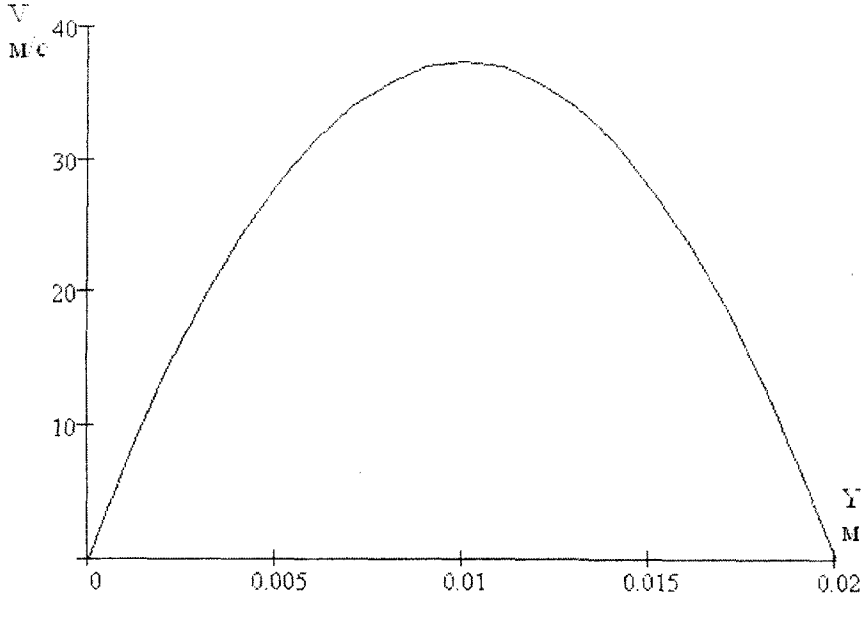


Рис. 4. Скорость течения жидкости в канале клапана

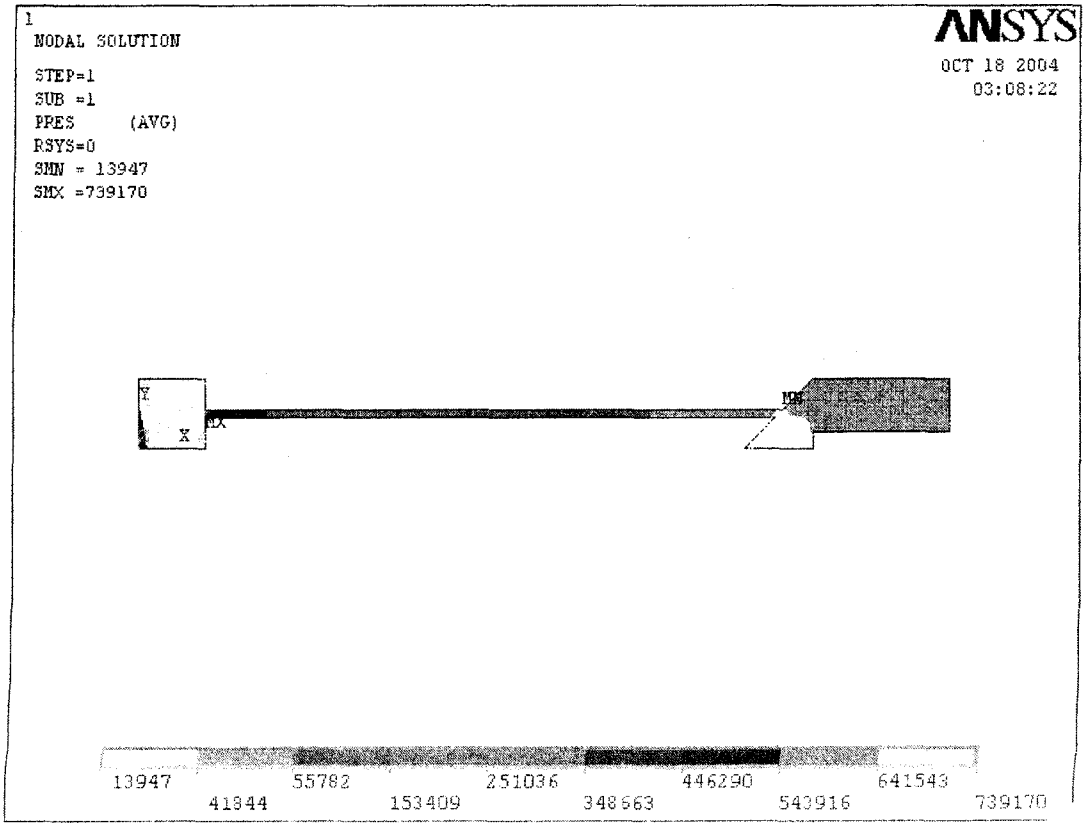


Рис. 5. Поле давлений

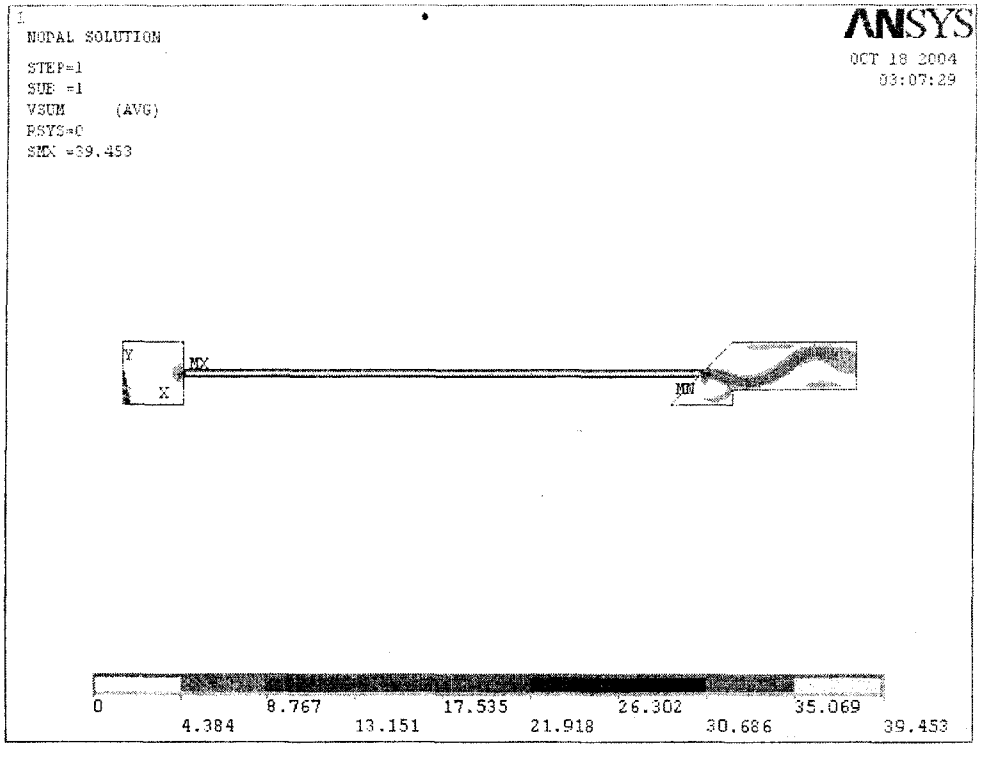


Рис. 6. Поле скоростей

Используя полученные значения давлений в полостях управления, определяем усилие, с которым клапан взаимодействует с седлом. Из полученного графика рис.7 видно, что распределение скорости потока жидкости по сечению дросселирующего канала на выходе из него имеет несиммет-

ричный характер относительно осевой линии потока, что связано с внезапным расширением канала и действия противопотока.

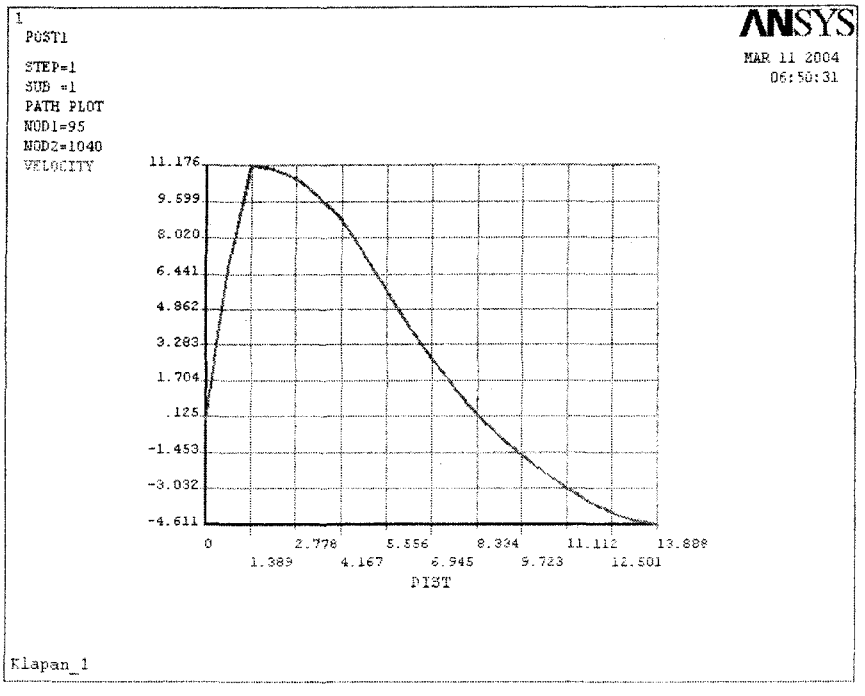


Рис. 7. Изменение скорости жидкости по сечению на выходе клапана

Зная распределение скорости и давления в потоке жидкости можно определить значения коэффициентов расхода μ, потерь давления ξ, сжатия струи ε, силы действующей на клапан ψ [4], которые определяются по формулам

$$\varepsilon = \frac{S_2}{S_1}; \quad \xi = \frac{P_2}{P_1}; \quad \mu = \frac{\varepsilon}{\sqrt{\xi}}; \quad \psi = 1 - 2\mu^2 \cos(\beta)\left(\frac{S_2}{S_1}\right) + 2\mu^2\left(\frac{S_2}{S_1}\right)^2,$$

где $S_{1,2}$ – площадь сечения потока в начале и конце дросселирующего канала;

β – угол конусности полости сопряженной с дросселирующим каналом.

Для исходных параметров принятых в конструкции гидроударника, граничных условиях коэффициенты имеют следующие значения

$$\varepsilon = 0{,}1, \quad \mu = 0{,}283, \quad \xi = 0{,}125, \quad \psi = 0{,}922.$$

В результате полученных значений коэффициентов характеризующих течение жидкости в ПКР представляется возможным в дальнейшем определить скорости и силы взаимодействия клапана с седлом, что важно для расчета его длительной работоспособности, с учетом комплекса факторов.

Список литературы

1. Ушаков Л.С., Котылев Ю.Е., Кравченко В.А. Гидравлические машины ударного действия. – М.: Машиностроение, 2000. – 416 с.

2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

3. Горбунов В.Ф., Лазуткин А.Г., Ушаков Л.С. Импульсный гидропривод горных машин. – Новосибирск: Наука, 1986. – 198 с.

4. Данилов Ю.А. и др. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.

УДК 622.23.05:622.232

***Хавроничев В.В.**, аспирант*
***Ушаков Л.С.**, докт. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Динамика и прочность машин»*
г.Орел, тел. (0862) 419813; e-mail: ushakov@ostu.ru

СОВРЕМЕННЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УДАРНЫХ УСТРОЙСТВ

The hydraulic breakers receive the increasing distribution. For wide application of hammers it is necessary to create universal devices which are capable to work with existing building and road machines. Besides it the new requirements to operating performances of hydraulic breakers are applied.

В настоящее время машины ударного действия получили широкое распространение в энергоемких производствах. Происходит постепенное сокращение использования пневматических ударных устройств и переход на более мощный гидравлический привод. Причинами этого является:

– низкий КПД пневматических устройств (в несколько раз меньше, чем у гидравлических);

– санитарно-гигиенические условия труда (повышенный шум, вызванный выбросом сжатого воздуха в атмосферу; загрязнение окружающей среды распыленной смазкой);

– значительная цена и большие размеры компрессорных станций.

В связи с этим гидравлические устройства ударного действия, созданные первоначально для угольной и горнодобывающей промышленности, получают распространение в других областях. Для широкого применения гидроударников необходимо создание универсальных устройств, способных работать от маслостанций существующих строительных и дорожных машин. Мобильность базовых машин-носителей во многом определяет возможность применения импульсной техники в таких областях как коммунальное хозяйство и дорожно-строительная отрасль [1].

На рисунке 1 представлена систематизация ударных устройств по области применения, конструктивным особенностям, основным параметрам и базовой технике. Такое разделение достаточно условно, так как многие современные фирмы-производители имеют широкий модельный ряд и производят универсальные гидромолоты с различной частотой и энергией ударов.

В настоящее время на первый план, помимо производительности, выходят такие характеристики как:

- универсальность применения;
- простота технического обслуживания;
- срок службы молота и износоустойчивость деталей;
- влияние вибраций на базовую машину-носитель;
- санитарно-гигиенические условия труда;
- безопасность.

При достаточно схожих технических параметрах и небольших отличиях в стоимости, вышеперечисленные характеристики являются определяющими показателями конкурентоспособности гидравлических ударных устройств. И именно в этом направлении происходит развитие производства гидравлических молотов за рубежом. Импульсная техника отечественных производителей, не смотря на гораздо меньшую стоимость, не получила пока широкого распространения.

Для снижения шумов при эксплуатации, современные молоты выполняются в цельном корпусе. Между корпусом и ударным механизмом устанавливается звукоизоляционный материал, и используются эластичные опоры для предотвращения нежелательного механического воздействия на носитель. Эти меры улучшают условия работы оператора, а так же уменьшают износ базовой машины. Многие производители имеют серии моделей в шумозащищенном и виброзащищенном исполнении: AtlasCopco серия «S», Hanwo TNC серия «Silenced», KRUPP технология «Vibrosilenced», Montabert исполнение Metro Silenced и др.

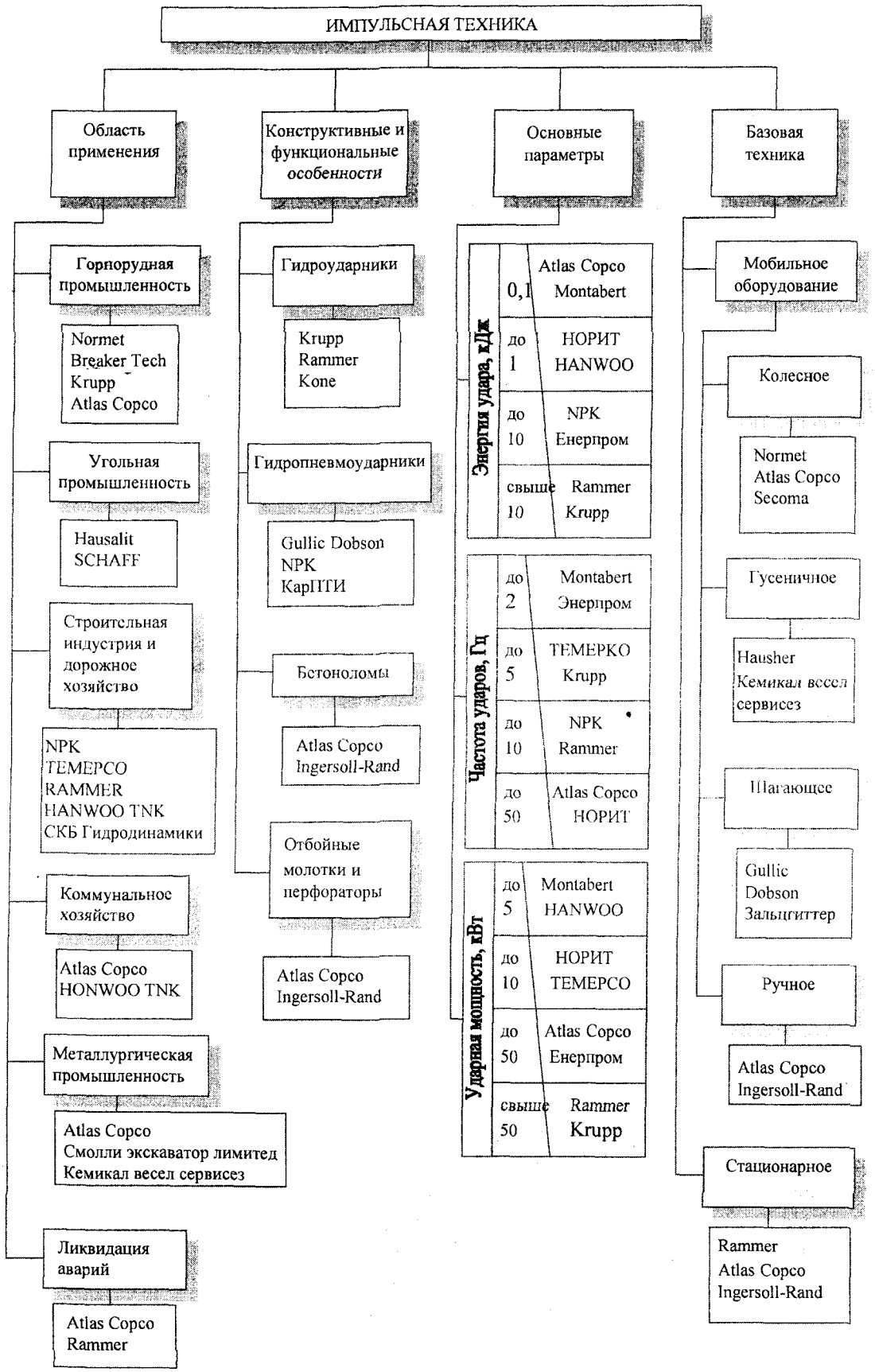


Рис. 1. Систематизация ударных устройств по области их применения

Для продления срока службы деталей молота, необходима надежная защита от попадания пыли и мелких частиц внутрь механизма. Это реализуется за счет уплотнения рабочего инструмента. Наличие эффективной смазочной системы так же продлевает срок службы. Наиболее распространенным является подключение гидроударника к центральной смазочной системе машины-носителя.

Последним направлением в развитии машин ударного действия являются системы автоматического регулирования частоты и энергии удара в зависимости от твердости грунта (Montabert - «система V», KRUPP – AutoControl). На рисунке 2 приведена расчетная зависимость между энергией удара и частотой для модельных рядов молотов фирм KRUPP и Montabert. Из диаграмм заметно, что наибольшее число моделей гидромолотов имеет малую энергию и большую частоту ударов. Это объясняется тем, что такие молоты наиболее универсальны и имеют широкое применение.

Помимо увеличения производительности эта технология обеспечивает надежность и исключает повреждение оборудования, что делает гидравлический молот более долговечным.

Некоторые современные фирмы-производители для расширения области применения своей продукции выполняют молоты с герметичными уплотнениями рабочего инструмента, возможностью подключения принудительной вентиляции и использования экологически безопасных жидкостей и смазывающих веществ. Это дает возможность использования гидравлических молотов под водой, в условиях повышенной температуры и во взрывоопасных зонах [2,3].

Многие вышеупомянутые разработки зарубежных фирм не внедряются серийно, а являются так называемыми «опциями», устанавливаемыми по желанию заказчика. Все это делает зарубежные модели гидравлических ударных устройств еще более дорогостоящими.

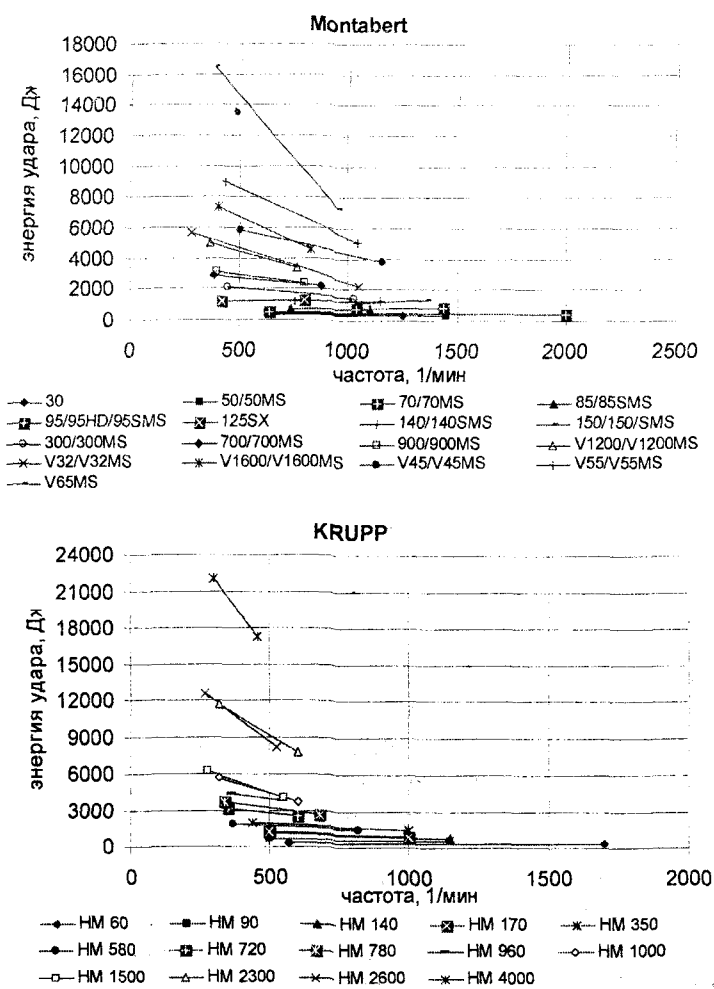


Рис. 2. Зависимость энергии удара от частоты молотов KRUPP и Montabert

Список литературы

1. Ушаков Л.С., Котылев Ю.Е., Кравченко В.А. Гидравлические машины ударного действия. – М.: Машиностроение, 2000. – 416 с.
2. Гидромолоты Montabert. Проспект. – Ингерсолл Ренд, 2002.
3. Гидравлические молоты KRUPP. Проспект. – Крупп Берко Баутехник, 2002.

УДК 621.225

Кравченко В.А., *канд. техн. наук, доцент кафедры «Динамика и прочность машин» г.Орел, тел. (0862) 419849; e-mail: dpm@ostu.ru*

ИЗЫСКАНИЕ КОМПОНОВКИ ГИДРОУДАРНИКА С УПРАВЛЯЕМОЙ КАМЕРОЙ РАБОЧЕГО ХОДА

On the basis of analysis technically realized variants position sensor compounding is chosen, which provides under given energy of impact the minimal length of hydraulic hammer intended for work in the compressed space of underground working.

Создание техники, обеспечивающей требуемую производительность и безопасность работ при проведении ряда технологических операций в горнодобывающей, строительной и др. отраслях промышленности, связано с реализацией механического способа разрушения пород и материалов повышенной крепости ($\sigma_{сж}$/ 60 МПа), разрабатываемых до настоящего времени с применением взрыва.

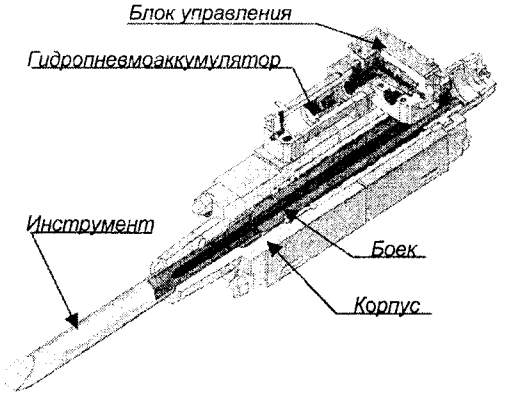


Рис. 1. Гидроударник ГУ-400/600 (а.с. № 699167)

Одним из перспективных способов разрушения этих пород признан механический удар, обеспечивающий высокую концентрацию нагрузки на локальном участке забоя и удельную энергоемкость разрушения 17-25 Дж/см^3, более низкую имеет только процесс разрушения взрывом – 6 Дж/см^3. При современном гидроприводе технологических машин для реализации механического удара применяются гидравлические устройства ударного действия – гидроударники (рис. 1), входящие в структуру ударно-скалывающего исполнительного органа.

Анализ результатов промышленного применения технологических машин с ударно-скалывающим исполнительным органом показал, что они обеспечивают разрушение горных пород, скальных и мерзлых грунтов, металлургического шлака и строительных материалов различной прочности. Имеются данные о разрушении пород с сопротивлением на сжатие ($\sigma_{сж}$) до 10 МПа в массиве и до 18 МПа при вторичном дроблении. Эффективность разрушения зависит от структуры и условий залегания породы и энергии единичного удара.

При эксплуатации технологических машин с ударно-скалывающим исполнительным органом в горнодобывающей, металлургической, строительной и др. отраслях промышленности отмечается их эффективность и безопасность для окружающей среды и обслуживающего персонала по сравнению с буровзрывным способом проведения работ.

Отечественными и зарубежными специалистами разработаны десятки моделей технологических машин ударного действия. Одни выпускаются и эксплуатируются в промышленности, другие изготовлены в виде опытных образцов для проведения научно-исследовательских работ и апробации конструктивных решений. В результате сформировалась номенклатура специальных и универсальных машин, соответствующая широкой области их применения.

В результате обзора научно-технической литературы выявлено свыше 300 моделей гидравлических и гидропневматических устройств ударного действия с энергией удара от 45 до 320000 Дж, которые применяются в ударно-скалывающих исполнительных органах технологических машин различного назначения.

В ударно-скалывающих исполнительных органах горных машин избирательного действия с электрогидравлическим приводом применяются модели с энергией удара от 0,15 (в ковше поддирочной машины) до 28 кДж (в бутобое для дробления негабаритов) и частотой 1200 и 10 уд/мин, соответственно.

Анализ [1] технического уровня современных гидроударников на основе гистограмм их распределения по ударной мощности, энергии единичного удара, КПД, металлоемкости и плотности энергии в сечении инструмента показал, что большинство (свыше 60%) моделей имеет следующие показатели: КПД от 0,5 до 0,8 (рис. 2); ударную мощность от 5 до 25 кВт; энергию удара от 250 до 3000 Дж; удельную металлоемкость конструкции от 0,3 до 0,6 кг/Дж.

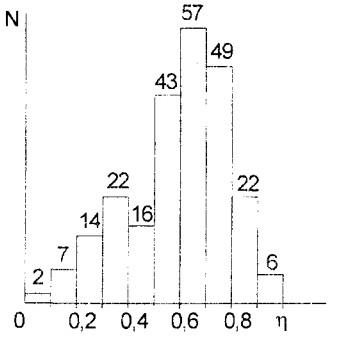


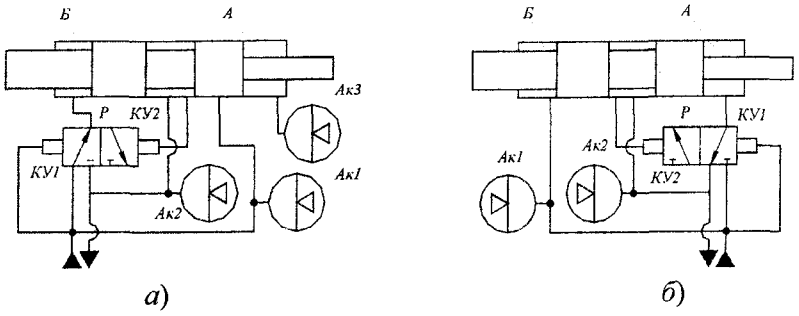
Рис. 2. Гистограмма распределения гидроударников по КПД (выборка N = 238 шт.)

Учитывая, что приведенные значения – результат исследования технических параметров апробированных в промышленности гидроударников, они могут использоваться как базовые при создании новых моделей.

Анализ гидроударников с КПД более 0,7 (32,3 %) показал, что в основе их конструкций используются принципиальные схемы гидропневмоударника с управляемой камерой *Б* обратного хода (рис. 3а), в сливную магистраль которого введены элементы (вспомогательная камера или гидропневмоаккумулятор), уменьшающие ее гидравлическое сопротивление, и гидроударника с управляемой камерой *А* рабочего хода (рис. 3б).

Гидроударник с высоким КПД можно создать на основе одной из двух схем с системой управления по положению бойка, выбрав рациональные конструктивные решения и параметры. Гидроударник содержит два основных подвижных элемента – боек с датчиком положения и трехлинейный двухпозиционный распределитель с гидравлическим управлением, переключаемый по положению бойка.

Гидроударник технологической машины, предназначенной для работы в стесненном пространстве горной выработки, должен иметь, помимо высокой мощности и КПД, минимальные габариты.



а) б)

Рис. 3. Схемы принципиальные: а – гидропневмоударника; б – гидроударника;

А, Б – камеры рабочего и обратного хода; Р – распределитель; КУ1, КУ2 – камеры управления распределителя; Ак1, Ак2 и Ак3 – гидропневматический аккумулятор напорной, сливной магистрали и камеры рабочего хода, соответственно

Габаритный размер гидроударника по длине определяют осевые размеры инструмента и бойка, а также величина рабочего хода последнего, а по ширине – осевой размер распределителя, который, исходя из опыта проектирования и эксплуатации, целесообразно монтировать перпендикулярно оси бойка, что позволяет уменьшить влияние колебаний корпуса, возникающих вследствие возвратно-поступательного движении бойка, на стабильность переключения распределителя.

Полная длина инструмента зависит рабочей длиной (вылетом инструмента из корпуса) и длиной хвостовика, расположенного в корпусе. Рабочая длина зависит от технологического назначения гидроударника, а длина хвостовика – от величины совместного хода с бойком (сопровождения) и длины поверхности сопрягаемой с корпусом, которая пропорциональна диаметру инструмента, определяемого условием прочности и продольной устойчивости при передаче энергии удара.

Длина бойка определяется следующими величинами: перемещением в период разгона $l_{раз}$, сопровождением инструмента $l_с$, торможения $l_т$, а также компоновкой датчика положения и размерами его элементов ($l_р$ и $l_п$).

Таким образом, уменьшение длины гидроударника возможно за счет выбора компоновки ударного механизма с датчиком положения бойка, обеспечивающей минимальную длину бойка при заданных энергетических параметрах, от которых зависят величины: $l_{раз}$, $l_с$, $l_т$.

Для выбора компоновки, обеспечивающей, при заданной энергии удара, минимально возможный габаритный размер ударного устройства проведен анализ четырех, выбранных по результатам ранее выполненных исследований [2, 3, 4, 5, 6], технически осуществимых вариантов компоновки датчика положения бойка. Выбраны датчики положения с двумя и тремя расточками в корпусе и одной, двумя проточками, расположенными на одной ступени бойка. Расточки в корпусе расположены между рабочими камерами в следующей последовательности от камеры обратного хода: напорная, управления, слива.

Вариант I (рис. 4а). Датчик выполнен в виде трех расточек, расположенных в корпусе группой на расстоянии $l_п$, обеспечивающем герметизацию, и двух проточек на бойке шириной $2l_р+ l_п$, разнесенных на величину разгона бойка $l_{раз}$. Для данного варианта длины бойка и корпуса можно выразить следующими формулами

$$L_{БI}=3l_{раз}+3l_т+3l_с+4l_р+4l_п; \quad (1)$$

$$L_{КI}=2l_{раз}+2l_т+2l_с+4l_р+4l_п. \quad (2)$$

Вариант II (рис. 4б). Расточки в корпусе разнесены на величину разгона бойка $l_{раз}$, а проточка на бойке одна широкая – $(l_{раз} + l_р)$. Формулы, описывающие длины бойка и корпуса имеют вид

$$L_{БII} =5l_{раз}+3l_т+3l_с+2l_р+2l_п; \quad (3)$$

$$L_{КII} =4l_{раз}+2l_т+2l_с+2l_р+2l_п. \quad (4)$$

Вариант III (рис. 4в). Расточки в корпусе разнесены, средняя (управления) расширена до размера $l_{раз}– l_п$, а проточка на бойке одна узкая – $(2l_р+ l_п)$. Формулы, описывающие длины бойка и корпуса имеют вид

$$L_{БIII} = 4l_{раз}+ 3l_т+3l_с+ 3l_р+3l_п; \quad (5)$$

$$L_{КIII} = 3l_{раз}+ 2l_т+2l_с+3l_р+3l_п. \quad (6)$$

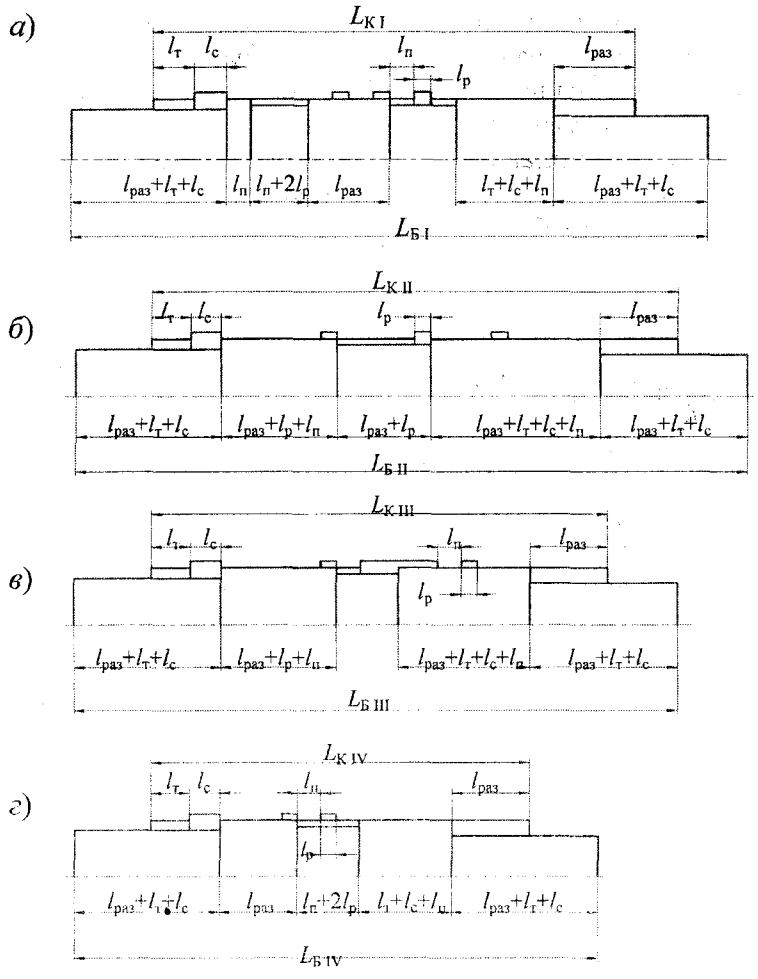


Рис. 4. Варианты компоновки

Вариант IV (рис. 4г). В корпусе выполнены две расточки – управления и слива, расположенные на расстоянии перекрытия $l_п$, а расточка напора отсутствует (вырождена), ее функцию выполняет расточка $l_с$ подвода рабочей жидкости в камеру обратного хода, которая постоянно находится под номинальным давлением (напором). На бойке выполнена одна узкая проточка величиной $2l_р + l_п$. Формулы, описывающие длины бойка и корпуса имеют вид

$$L_{БIV} = 3l_{раз} + 3l_т + 3l_с + 2l_р + 2l_п; \quad (7)$$

$$L_{КIV} = 2l_{раз} + 2l_т + 2l_с + 2l_р + 2l_п. \quad (8)$$

В рассматриваемых вариантах не учтена длина втулок с уплотнительными элементами, охватывающих концевые ступени бойка и закрывающих осевой канал в корпусе, так как она в равной степени повлечет увеличение длины бойка во всех вариантах на величину $2l_{вт}$.

По формулам (1)-(8), с использованием размеров: $l_{раз}$= 0,1 м; $l_т$= 0,06 м; $l_с$= 0,02 м; $l_п$= 0,02 м; $l_р$= 0,01 м, полученных при расчете гидроударника на заданные параметры, выполнен расчет длин бойка и корпуса, результаты которого приведены в таблице.

Таблица – Конструктивные размеры бойка и корпуса

Вариант	Длина бойка, м	Длина корпуса, м
I	0,63	0,36
II	0,77	0,60
III	0,70	0,53
IV	0,57	0,40

Таким образом, наименьшую длину будет иметь гидроударник, в котором компоновка датчи ка положения выполнен по IV варианту. Незначительно больше (в 1,1 раза) по длине боек и корпус компоновкой датчика положения по I варианту. При использовании компоновки датчика положени по III варианту длина бойка возрастает в 1,23 раза, а по II варианту – в 1,35 раза.

Поэтому, с целью минимизации длины ударного механизма и гидроударника целесообразн использовать IV и I варианты компоновки датчика положения бойка. В данных вариантах имеетс возможность увеличения длины бойка с целью получения массы обеспечивающей формировани рационального импульса силы, передаваемого в массив.

Список литературы

1. Ушаков Л.С., Котылев Ю.Е., Кравченко В.А. Гидравлические машины ударного действия. – М.: Ма шиностроение. 2000. – 416 с.

2. Горбунов В.Ф., Ешуткин Д.Н., Пивень Г.Г., Тен Г.С. Гидравлические отбойные и бурильные моло ки. – Новосибирск: Изд-во ИГД СО АН СССР, 1983. – 104 с.

3. Сагинов А.С., Янцен И.А., Ешуткин Д.Н., Пивень Г.Г. Теоретические основы создания гидроим пульсных систем ударных органов машин. – Алма-Ата, 1985. – 256 с.

4. *Сагинов А.С., Кичигин А.Ф., Лазуткин А.Г., Янцен И.А.. Гидропневмоударные системы исполни* тельных органов горных и строительно-дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1980. – 220 с.

5. Митусов А.А. Исследование гидрообъемного двигателя ударного действия применительно к исполни тельным органам горных машин: Дис. … канд. техн. наук – Караганда: КарПТИ, 1978. – 180 с.

6. Янцен И.А., Ешуткин Д.Н., Бородин В.В. Основы теории и конструирования гидропневмоударнико – Кемерово: Кемеровское кн. из-во, 1977. – 245 с.

7. Гидравлическое устройство ударного действия: а.с. № 699167 / А.Г. Лазуткин, Л.С. Ушаков, А.Н Синько, В.А. Кравченко // БИ – 1979.– № 43.

МЕХАНИКА СЫПУЧИХ СРЕД И РАЗРУШЕНИЯ ТВЕРДЫХ ТЕЛ

УДК 692.113

Загородних А.Н., *канд. техн. наук, доцент кафедры «Автомобили и строительные дорожные машины»*
Севрюгина Н.С., *канд. техн. наук, доцент, заведующая кафедрой «Автомобили и строительные дорожные машины»*
г.Орел, тел. (0862) 763992, e-mail: beloli@orel.ru

АНАЛИЗ И СИНТЕЗ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ КОМПЛЕКСОМ «СКРЕПЕР-ТОЛКАЧ»

The equipment, developed at the Oryol state technical university, of monitoring of a docking both to center of traffic caterpillar truck and scraper, ensuring diminution of a running cycle and increase of productivity of a complex «scraper – caterpillar truck» is described. Accelerates input of object in work, reduces duration of stay of caterpillar truck and scraper on a building site.

Комплекс «скрепер-толкач» как самостоятельный объект характеризуется следующими основными свойствами: независимость и минимальная механическая связность двух движущихся объектов (скрепера и толкача); взаимная визуальная наблюдаемость при сближении; наличие автономной системы управления сближением с автоматическим формированием наблюдаемых параметров; временная ограниченность при сближении и при их совместной работе. Результатом исследования этих свойств является формирование функций и требований к автономной системе управления сближением.

Автономные системы управления сближением обеспечивают выполнение следующих основных функций: формирование ведущей машиной радиоинформации об основном и перпендикулярном направлении движения; прием радиоинформации ведомой машиной; сравнение информации, принятой ведомой машиной, с аналогичной информацией собственного движения; определение рассогласования по фазе и углу, с выработкой управляющих сигналов на исполнительные органы (две координаты движения) ведомой машиной.

Существуют разработки автономных систем управления сближением для авиационной, космической, сельскохозяйственной, автомобильной техники.

Для реализации такой системы в комплексе «скретер-толкач» необходимо дополнительное техническое оснащение, включающее радиоприемники и радиопередатчики, смесители и фильтры, фазоизмерительные и сравнивающие устройства, интеграторы, коммутаторы и вычислители, что делает ее достаточно сложной и дорогой. В то же время необходимо обеспечить учет ряда специфических особенностей: условий соосности движения, эксплуатации; скоростного режима; разнородности объектов; технических характеристик и т.д.

Одним из путей решения данной проблемы стала разработка на уровне патента «Способа управления групповым вождением машин», где были реализованы основные функции комплекса «скрепер-толкач» в режиме сближения и стыковки:

– формирование визуальной информации о скорости движения скрепера и ее отображение для наблюдения машинистом толкача;

– формирование визуальной информации скрепером о моменте соприкосновения толкача со скрепером;

– формирование скрепером визуальной переменной информации об отклонении от оси симметрии по специальному алгоритму;

– формирование визуальной информации скрепером о полном соприкосновении с толкачом;

– прием толкачом визуальной информации о скорости скрепера и управление скоростью в

направлении основного движения скрепера;

– прием толкачом визуальной информации об отклонении движения от оси симметрии в момент соприкосновения и управление толкачом до полного соприкосновения;

– формирование и визуальное отображение собственной скорости толкача.

Один из вариантов структуры комплекса «скрепер-толкач» при сближении и стыковке показан на рис. 1.

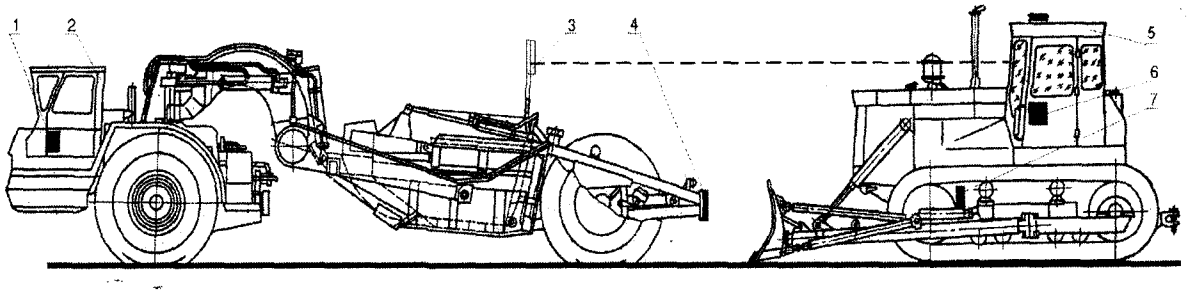


Рис. 1. Структура комплекса «скрепер-толкач»:

1 – устройство управления скрепером; 2 – скрепер; 3 – панель управления (визуальной индикации) на задней стенке ковша; 4 – буфер скрепера с датчиками; 5 – толкач; 6 – указатель скорости толкача; 7 – датчик скорости движения толкача

Новизна подхода к реализации системы управления сближением толкача со скрепером, заключается в том, что на панели управления 3 отображается значение скорости скрепера, автоматически формируемое устройством управления 1.

Машинист толкача, наблюдая за скоростью скрепера, управляет движением толкача, приближаясь к скреперу. При первом мягком соприкосновении с буфером 4 скрепера машинист толкача формирует визуальную переменную информацию от состояния датчиков, расположенных на буфере и выведенных на световую панель 3. Содержание этой информации включает указание о расположении толкача относительно скрепера в направлении, перпендикулярном движению скрепера.

Данный подход иллюстрируется блок-схемой системы управления сближением скрепера и толкача, представленной на рис. 2.

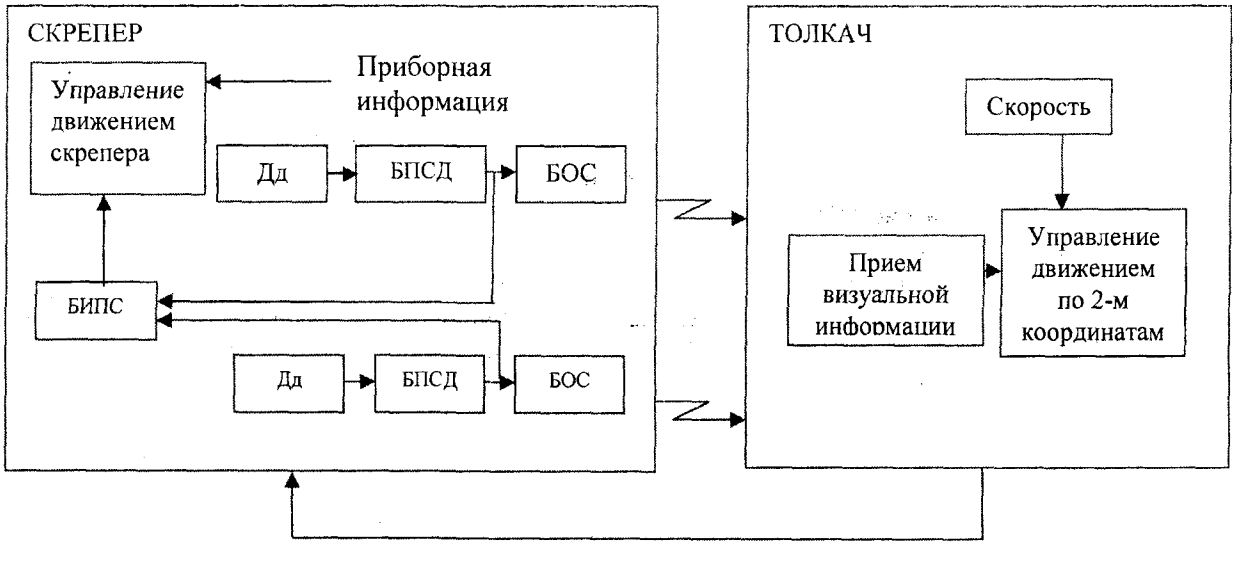


Рис. 2. Система управления сближением скрепера с толкачом и их совместной работы

Машинист скрепера, управляя его движением, наблюдает за информацией на блоке индикации параметров сближения (БИПС) (рис. 2), расположенном в его кабине. Датчик движения $Д_д$ формирует информацию о движении скрепера, которая преобразуется в блоке преобразования сигналов движения (БПСД) в скорость. БПСД на выходе формирует информацию о скорости, которая преоб-

разуется в цифровую форму, отображается в блоке отображения скорости (БОС) и излучается в направлении толкача. Кроме того, сигналы с датчиков положения толкача (ДПТ), расположенные на буфере скрепера, при первом соприкосновении посылают сигналы в блок логической обработки сигналов (БЛОС), откуда поступают на блок управления элементами индикации (БУЭИ). Информация о положении толкача с элементов индикации скрепера излучается в направлении толкача. Машинист толкача принимает визуальную информацию о скорости скрепера, изменяет собственную скорость. Управляя, движением толкача, машинист ориентируется на индикацию с блока БУЭИ до полного соприкосновения.

Рассмотренный подход к управлению сближением комплекса «скрепер-толкач», позволяет представить систему управления в виде объекта изменяющего свое состояние (скорость, положение стыковки) под воздействием последовательно изменяющейся входной информации (положение толкача относительно скрепера во фронтальном направлении), а так же вырабатывающего управляющие сигналы (сигнализация положения и направление движения для толкача), воздействующие через *машиниста на его исполнительные органы. Такие объекты относятся к конечным управляющим автоматам* (дискретно-детерминированные модели), которые описываются функцией переходов из одного состояния в другое и функцией выходов

$$F = < Z, X, Y, \varphi, \Psi, Z_0 >, \quad (1)$$

где X – множество входных сигналов;

Y – множество выходных сигналов;

Z – множество внутренних состояний;

$Z_0 \in Z$ – начальные состояния;

$\varphi(Z, X)$ – функции переходов;

$\Psi(Z, X)$ – функции выходов.

В каждом t-м такте на вход автомата, находящегося в состоянии $Z(t)$, подается некоторый сигнал $X(t)$, *на который он реагирует переходом в* $(t + 1)$ *такте в новое состояние* $Z(t + 1)$ с выдачей некоторого выходного сигнала $Y(t)$

$$\begin{cases} Z(t+1) = \varphi(Z(t), X(t)), \quad t = 0, 1, 2, \ldots \\ Y(t) = \psi(Z(t), X(t)), \quad t = 0, 1, 2, \ldots \end{cases} \quad (2)$$

Синтез конечных управляющих автоматов (КУА) включает следующие основные этапы:

– формирование условий работы КУА, где выявляются необходимые входы и выходы, общие зависимости выходных сигналов от входных и т.д.;

– абстрактный синтез, где производится выявление закона функционирования и производится формальное описание КУА на одном из абстрактных языков синтеза, причем результатом этого этапа является задание КУА одним из стандартных способов (таблицы, матрицы, графы и т.д.);

– минимизация внутренних состояний КУА;

– каноническое описание;

– создание (разработка) функциональной схемы.

Остальные этапы связаны с разработкой принципиальной электрической схемы, размещением и разводкой печатных плат, конструированием блоков и выбором технологии изготовления.

На основе предложенного подхода к управлению сближением комплекса «скрепер-толкач» входные сигналы КУА формируются от датчиков соприкосновения Xij, установленных в выделенных зонах. Датчики Xij определяют положение толкача относительно скрепера во фронтальном направлении, а положение относительно центрального (осевого) движения определяется скоростью скрепера и, соответственно, исходной информацией от датчика движения (X_c).

Состояния КУА будут определяться состоянием сигнальных ламп Z_1, Z_2, ..., Z_n (рис. 3), причем каждое состояние может иметь три значения: 0-не светит; ⎍⎍⎍ – мигает; 1 – постоянное свечение.

К выходным сигналам – сигналы управления толкачом, которым относятся:

– информация о направлении движения толкача во фронтальном направлении (Y_+, Y_-);

– сигнал полного соприкосновения Y_1;

– информация о значении скорости скрепера Y_c;

– информация о скорости толкача $Y_т$, получаемая от датчика движения толкача $X_т$.

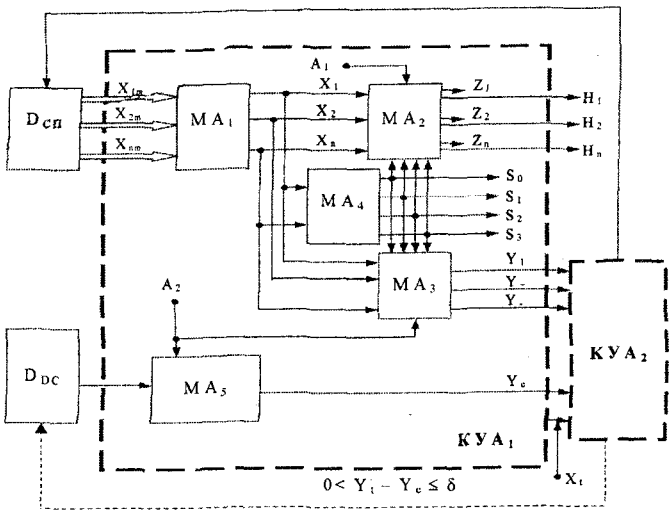


Рис. 3. Структура абстрактного автомата управления сближением комплекса «скрепер-толкач»

Структура абстрактного КУА представлена на рис. 3. На основе заданных условий работы и приняв, что $КУА_2$ – конечный управляющий автомат, являющийся системой машинист-толкач; $КУА_1$ – конечный управляющий автомат, являющийся принадлежностью скрепера с датчиком соприкосновения $D_{СП}$ и датчиком движения D_{DC}. Микроавтоматы MA_1 … MA_5, осуществляют выработку управляющих сигналов по фронтальному (MA_1 … MA_4) и по осевому (центральному) (MA_5) перемещению толкача.

Перемещение толкача во фронтальном направлении может происходить слева направо или справа налево, то есть последовательность состояний Z_1, Z_2, ... Z_n перехода $КУА_1$ двухвариантна. Эти варианты определяются выходами S_1 и S_2 микроавтомата MA_4.

Для простоты рассмотрения ограничимся вариантом фронтального перемещения толкача, без учета работы MA_4 с количеством зон n = 6. Работа MA_2 и MA_3 может быть задана в виде таблицы переходов и выходов.

Таблица 1. Переходы и выходы работы микроавтоматов MA_2 и MA_3

Входы X_N	Перемещение слева направо						Перемещение справа налево					
	Z_N						Z_N					
	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_6	Z_5	Z_4	Z_3	Z_2	Z_1
Переходы												
X_1	Z_1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Z_1	Z_1
X_2	Z_2	Z_2	-	-	-	-	-	-	-	Z_2	Z_2	Z_2
X_3	-	Z_3	Z_3	-	-	-	-	-	Z_3	Z_3	Z_3	Z_3
X_4	-	-	Z_4	Z_4	-	-	-	Z_4	Z_4	Z_4	Z_4	Z_4
X_5	-	-	-	Z_5	Z_5	-	Z_5	Z_5	Z_5	Z_5	Z_5	Z_5
X_6	-	-	-	-	Z_6	Z_6	Z_6	Z_6	Z_6	Z_6	Z_6	Z_6
Выходы												
X_1	Y_+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Y_-	Y_-
X_2	Y_+	Y_+	-	-	-	-	-	-	-	Y_-	Y_-	-
X_3	-	Y_+	Y_+	-	-	-	-	-	Y_-	Y_-	-	-
X_4	-	-	Y_+	Y_+	-	-	-	Y_-	Y_-	-	-	-
X_5	-	-	-	Y_+	Y_+	-	Y_-	Y_-	-	-	-	-
X_6	-	-	-	-	Y_+	Y_+	Y_-	-	-	-	-	-

Переходы и выходы, более наглядно представлены графами на рис. 4,а (фронтальное перемещение слева направо с признаком $S_1 = 1$) и рис. 4,б (фронтальное перемещение справа налево с признаком $S_2 = 1$).

Положение Z_0 является виртуальным и несвязанным с фронтальным перемещением толкача; в этом случае скрепер и толкач находятся вне зоны соприкосновения, т.е. ни один из датчиков X_{ij} не

сработал.

Это положение характеризуется отсутствием сигналов от датчиков крайних зон, т.е. $X_1 = \Lambda X_6$, соответственно наличием сигнала S_0 и виртуального сигнала управления Y_0.

Все вышерассмотренное относится к управлению толкачом при его фронтальном сближении со скрепером. При центральном (осевом) сближении толкач управляется сигналами (цифровое значение скорости скрепера), формируемыми микроавтоматом $МА_5$. С участием автора разработан способ определения скорости скрепера с использованием частотно-импульсного преобразования параметров движения в величину скорости.

Этот способ заключается в том, что нечетные промежутки между импульсами, снимаемыми с датчика движения скрепера D_{DC}, например, с датчика оборотов тросика спидометра, заполняют импульсами высокой частоты, их подсчитывают и преобразовывают в значение скорости в четных промежутках между упомянутыми импульсами, запоминают эти значения скорости и отображают на соответствующих индикаторах. Преобразование количества импульсов высокой частоты в значение скорости осуществляется в соответствии с выражением

$$K = \frac{L_0 * K_1}{T * K_2}, \qquad (3)$$

где N – количество импульсов высокой частоты с периодом T;

L_0 – цена одного импульса с датчика движения в линейных размерах пути;

K_1, K_2 – коэффициенты перевода линейных размеров L_0 в километры и временного интервала T в часы.

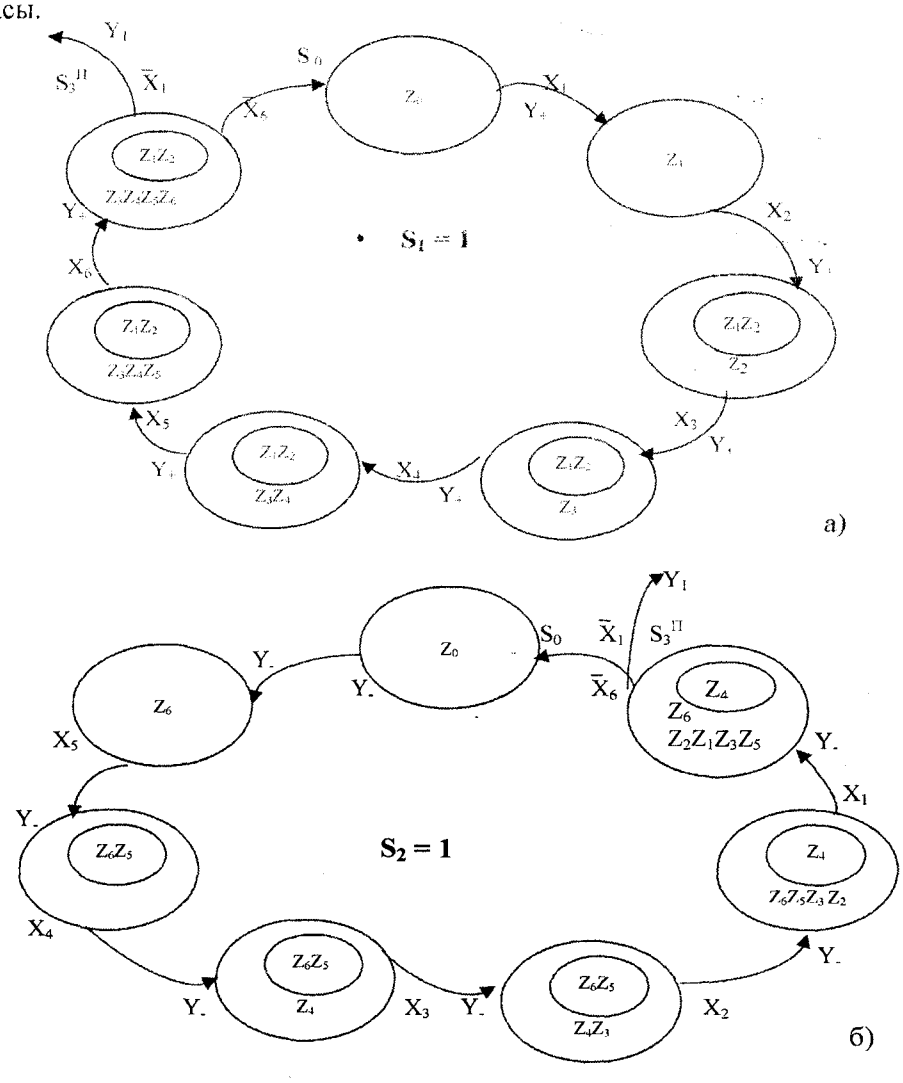


Рис. 4. Граф задания и перехода состояний микроавтомата $МА_2$:

а) при фронтальном движении толкача слева направо; б) при фронтальном движении толкача справа налево

В ПЗУ записана таблица значений, где каждому значению *N/K* соответствует свое значение *K/N* (величина скорости). Информация, считанная из ПЗУ, заносится в регистр и далее через соответствующие схемы отображается на индикации.

Микроавтомат $МА_5$ должен быть смонтирован в составе $КУА_2$ толкача с выводом значений скорости в его кабине, при этом сигнал о движении толкача $X_т$ может быть получен с датчика движения, установленного соосно или другим образом с колесом – движителем толкача. Получив информацию с цифрового табло $У_С$ о скорости скрепера и зная скорость толкача $У_Т$, машинист управляет центральным движением толкача до момента соприкосновения со скрепером, при этом должно выполняться условие:

$$0 \le У_Т - У_С \le \delta, \qquad (4)$$

где δ – экспериментально установленное значение превышения скорости толкача над скоростью скрепера.

Это условие оказывается значимым в режиме совместной работы толкача и скрепера, так как гарантирует наличие взаимосвязи и совместных усилий.

Ввиду того, что система замыкается через водителя толкача, то условие (4) должно быть визуализировано перед машинистом толкача, т.е. речь идет о дополнительном микроавтомате, получающем граничные сигналы, например, с датчика давления, начинающем функционировать после соприкосновения под нажимом толкача.

Одним из вариантов описания работы такого микроавтомата может быть следующее. Скорость толкача $У_Т$ связана экспериментальной зависимостью с усилением давления его на скрепер, контролируемое датчиком давления со значениями P_0, P_1, …, P_N в заданном диапазоне, причем весь диапазон значений поделен на три поддиапазона P_{i1}, P_{i2}, P_{i3}, соответственно означающих увеличение давления (скорости), норму, уменьшение давления (скорости). Результатом $Y_р$ может служить индикация разными цветами или звуковыми сигналами разной тональности (частоты), или и то, и другое вместе.

При движении скреперов в транспортных потоках на автомагистралях, во время передислокации на другой строительный объект создается условия ухудшения безопасности движения и повышения вероятности дорожно-транспортного происшествия. К этому приводят не только габаритные размеры скрепера, его относительно высокая скорость, но и отсутствие информации на стоп-сигналах об отрицательном ускорении (снижение скорости) при торможении двигателем. Общая структура технических средств контроля скрепера в режиме сближения и последующей совместной работы с толкачом является основной для контроля и информации о фактической скорости скрепера во время перегона и величине отрицательного ускорения.

Для создания комплексной системы управления скрепером в режимах сближения с толкачом, их совместной работы и движения в транспортных потоках разработанную систему управления необходимо дополнить лишь одним источником информации – определителем отрицательного ускорения, который подает управляющий сигнал при торможении двигателем для включения стоп-сигнала.

Выводы:

1. Предложен новый подход к реализации системы управления сближением толкача со скрепером и их совместной работы.

2. Разработанная система управления комплексом «скрепер-толкач» дополненная источником информации – определитель отрицательного ускорения, управляющим работой стоп-сигнала является основой контроля движения скрепера в транспортных потоках.

УДК 622.23.05:622.235:

Каманин Ю.Н., *студент*
г.Орел, тел. (0862) 419813, e-mail: ***ushakov@ostu.ru***

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПРИ ПРИЛОЖЕНИИ НАГРУЗКИ В УСТУП ТВЕРДОГО ТЕЛА

Investigation by method of finite elements of strained-deformed condition which begin in projection of solia body with concentrated loading was conducted. As a result fields of tenses and deformations which characterized to solid body with projection were received.

Проведенные экспериментальные исследования показали, что эффективность воздействия породоразрушающего инструмента на забой зависит от многих факторов, в том числе от способа передачи энергии в массив. В балансе затрат энергии удара на разрушение горных пород существенное значение имеют затраты, связанные с генерированием волн напряжения, активная роль которых может быть повышена путем оптимизации волнового поля напряжений в массиве за счет управляющего воздействия импульсной системы.

Как известно напряжение разрушения растяжения существенно меньше, чем напряжение разрушения сжатия, поэтому оказывается важным в исследуемом твердом теле выделить параметры нагружения, при которых создаются наибольшие растягивающие напряжения. На поле напряжений влияет также конфигурация тела. Для качественного анализа проблемы необходимо провести динамический анализ поставленной задачи. В качестве начального распределения напряжений можно использовать поле напряжений, полученное в статической постановке.

Для тела сложной конфигурации получить точное аналитическое решение даже в рамках теории упругости и статической постановки – очень сложная задача, а зачастую и вовсе невыполнимая. В связи с этим численные методы расчета напряженно-деформированного состояния на основе программных комплексов для ЭВМ находят все большее распространение. Весьма большими возможностями обладает программный комплекс *ANSYS* (продукт фирмы ANSYS Inc.), позволяющий решать краевые задачи практически во всех инженерных приложениях.

При помощи программного комплекса ANSYS была решена следующая задача:

Твердое сплошное тело находиться под действием сосредоточенной нагрузки. Конфигурация тела представлена на ниже показанных рисунках. Характеристики тела: модуль Юнга $E = 0.2 \cdot 10^{11}\ Па$, коэффициент Пуассона $\mu = 0.2$. Нагрузка: $P = 200\ кН$.

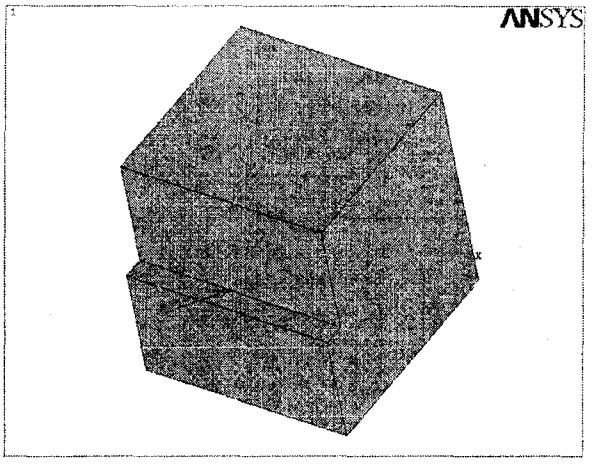


Рис. 1. Конфигурация твердого тела

Граничными условиями будут полное запрещение перемещений по всем поверхностям кроме лицевой.

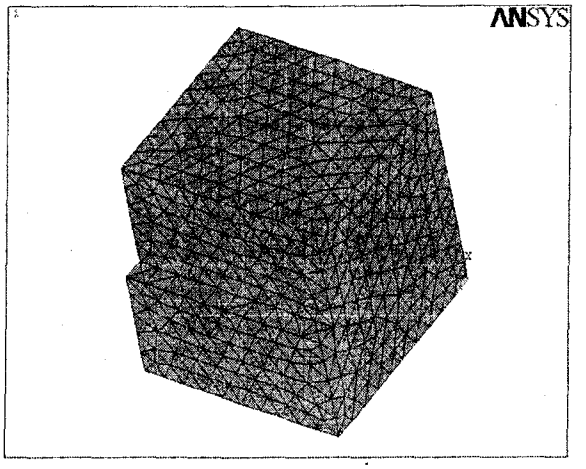


Рис. 2. Конечно-элементная сетка

Используя конечно-элементный решатель пакета ANSYS, получаем данные обо всех внутренних силовых факторах системы. Для большей наглядности покажем напряжения и перемещения в разрезе.

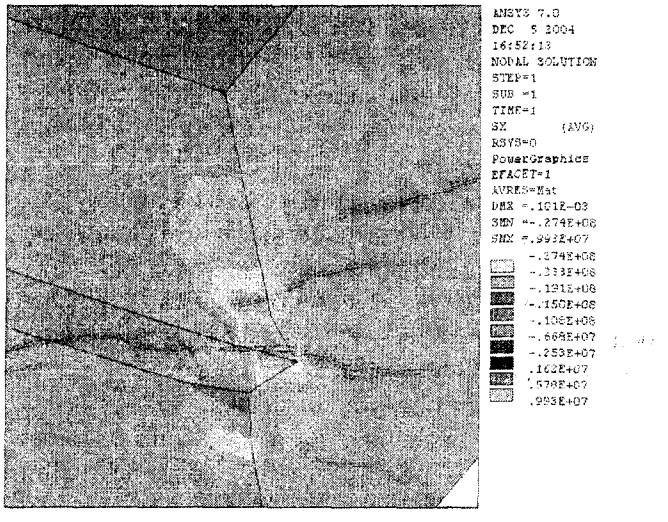


Рис. 3. Напряжения σ_x

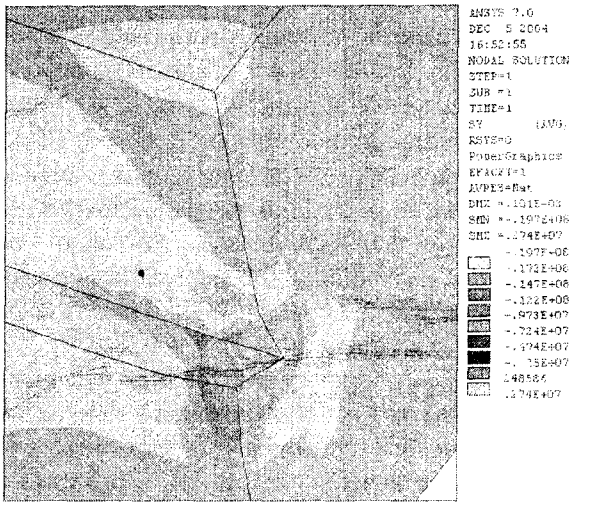


Рис. 4. Напряжения σ_y

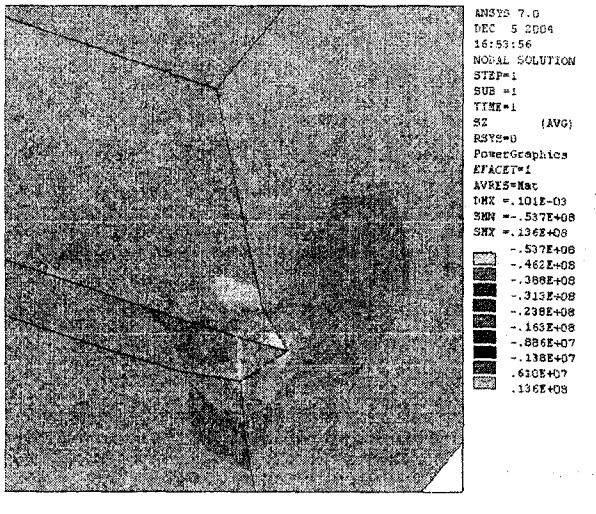


Рис. 5. Напряжения σ_z

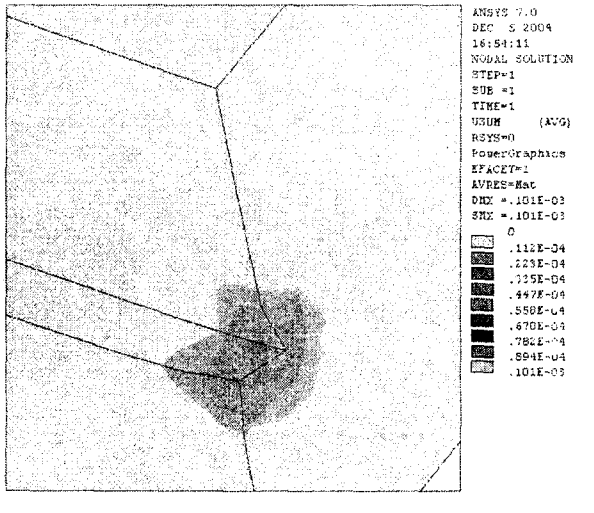


Рис. 6. Суммарные перемещения

На рисунках 3-6 видны области, подверженные растягивающим напряжениям. На основании уже только статического расчета можно сделать предварительную оценку месторасположения зон растягивающих напряжений.

Таким образом, использованный метод конечных элементов в совокупности с программным продуктом ANSYS позволяет определить зоны действия растягивающих напряжений при приложении нагрузки в уступ твердого тела (разрушаемой минеральной среды). На основании оценки величины растягивающих напряжений представляется возможным определять величину внешнего силового воздействия для эффективного разрушения минеральной среды.

Список литературы

1. Ушаков Л.С., Котылев Ю.Е., Кравченко В.А. Гидравлические машины ударного действия. – М: Машиностроение, 2000. – 416 с., ил.

2. Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. ANSYS в руках инженера. – М: Эдиториал УРСС, 2003. -272 с., ил.

УДК 621.878.6

Паничкин А.В., *аспирант*
г.Орел, тел. (0862) 763992 e-mail: teppa@orel.ru

ВЛИЯНИЕ УГЛА РЕЗАНИЯ НА ВОЗНИКАЮЩИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ГРУНТА

В процессе работы землеройных и землеройно-транспортных машин необходимо преодолевать некоторое комплексное сопротивление, называемое сопротивлением копанию. Для работы бульдозера сопротивление грунта копанию слагается из основных частей (рис. 1); сопротивления грунта резанию W_p, сопротивления перемещению стружки по отвалу W_c и сопротивления перемещению призмы волочения $W_{пр}$.

$$W_k = W_p + W_c + W_{пр}. \quad (1)$$

Сопротивление резания является не единственным сопротивлением, которое должно преодолеваться при разработке грунта. В условиях рабочего режима бульдозера на силу резания, как правило, приходится наибольшая часть усилия копания, о чем свидетельствуют результаты опытов и расчетов [1]. В процессе резания грунтов в большинстве случаев образуется элементная стружка. Наблюдения показывают [2], что характер стружкообразования у грунта может изменяться от геометрических условий процесса резания. В частности, по мере увеличения угла резания могут возникнуть признаки соединения элементов стружки в сплошную ленту, превращения элементного стружкообразования в ступенчатое или даже сливное.

Объяснить такие изменения можно условиями деформирования грунта перед ножом. Если принять в первом приближении, что при обычных значениях угла резания поверхность отделения элемента стружки в профильном сечении близка к прямолинейной и сопрягается с поверхностью массива под некоторым острым углом δ, мало изменяющимся при изменениях угла резания, то можно выделить следующие характерные случаи взаимодействия ножа с грунтом (рис. 2).

В первом из них результирующая сила резания, образующая угол трения ρ с нормалью к передней грани ножа, действует параллельно поверхности отделения элемента стружки. Поэтому угол δ оказывается связанным с углом резания α зависимостью

$$\delta = \frac{\pi}{2} - (\alpha + \rho). \quad (2)$$

На поверхности отделения элемента стружки не возникает или почти не возникает нормальных напряжений, вызванных внешними силами. Нормальное взаимодействие между элементами стружки может возникнуть лишь от молекулярных сил в грунте. Ножом необходимо преодолевать

сопротивления грунта, действующие близко к касательной к поверхности отделения элемента стружки. Стружка состоит преимущественно из несвязанных элементов.

Второй случай соответствует следующему соотношению углов

$$\delta \geq \frac{\pi}{2} - (\alpha + \rho). \tag{3}$$

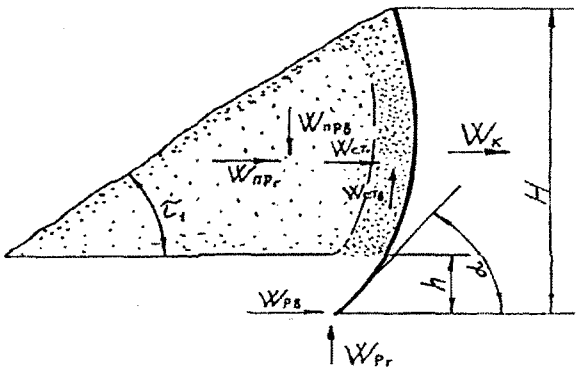


Рис. 1. Схема основных составляющих элементов сопротивления копанию грунта бульдозерным отвалом

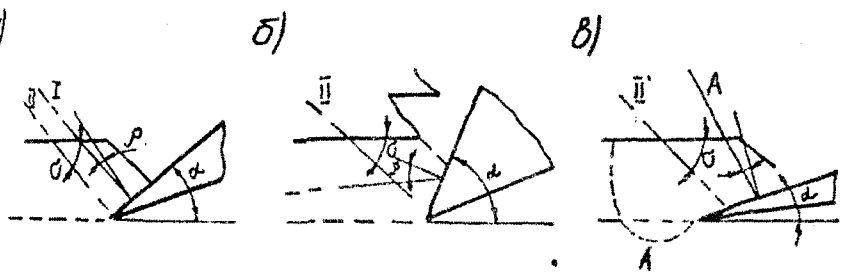


Рис. 2. Влияние угла резания на отделение стружки при направлении силы резания параллельно (а) и не параллельно (б, в) поверхности отделения элемента стружки

I – направление результирующей силы резания; II – направление поверхности отделения элемента стружки; II' – направление возможной поверхности отделения стружки; A – контур возможной поверхности отделения элемента стружки

Когда на поверхности отделения возникают положительные нормальные напряжения, способствующие соединению элементов стружки.

Третий случай относится к условиям, соответствующим соотношению углов

$$\delta \leq \frac{\pi}{2} - (\alpha + \rho). \tag{4}$$

Когда на поверхности отделения элемента стружки возникают напряжения отрыва. Они будут тем больше, чем меньше угол резания. Очевидно, в этих условиях стружка, скорее всего, приобретает элементный характер. Более того, если этим условиям сопутствует слоистость грунта по направлению резания, возможно возникновение перед ножом так называемой опережающей трещины и образование элемента стружки отрыва.

Периодичность отделения стружки сопровождается периодичностью сил сопротивления грунта. При наиболее типичном элементе стружкообразования сразу же после отделения элемента стружки нож продвигается в массиве, преодолевая постепенно увеличивающееся сопротивление грунта. По мере дальнейшего продвижения ножа постепенно увеличивается поверхность его контакта с массивом. Одновременно возрастают давление и суммарная сила сопротивления грунта по этой поверхности. Это возрастание продолжается пока предельное напряженное состояние грунта не распространится на всю область массива между его свободной поверхностью и передней гранью ножа. К этому же моменту сила сопротивления грунта вновь достигнет наибольшей величины. Последующее образование поверхности сдвига или скола, идущей от лобовой грани ножа к свободной поверхности массива, завершает цикл. Сила сопротивления грунта вновь падает до минимума, после чего

цикл повторяется. Такой процесс отделения стружки характерен для большинства грунтов и видоизменяется лишь от их физико-механических свойств. На основании результатов исследований А.Н. Зеленина и Н.Г. Домбровского формула для определения сопротивления резания грунта с учетом угла резания имеет вид:

$$W_p = K_\alpha K_P b h, \tag{5}$$

где K_α - коэффициент, зависящий от угла резания;

K_p – удельное сопротивление резанию;

b – длина отвала;

h – глубина резания.

В работе [3] было указано, что изменения угла резания в обычных для бульдозера пределах влияют главным образом на часть силы резания, идущую на преодоление лобовых сопротивлений ножу. Тем самым была определена часть силы резания, зависящая от угла резания. Далее эта часть силы резания при угле резания 45° была принята за единицу. Ее величины при всех других значениях угол резания определены по отношению к этому значению. В результате такого анализа Ю.А. Ветров получил график (рис. 3), предложенный для характеристики изменений силы резания, идущей на преодоление лобовых сопротивлений ножу.

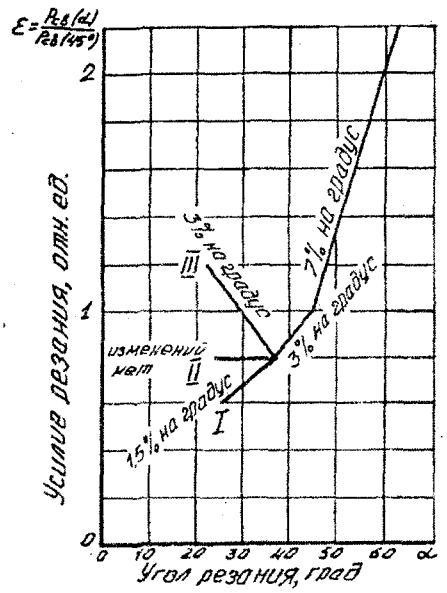


Рис. 3. График, предложенный для характеристики силы лобовых сопротивлений ножу от угла резания грунтов:

I-пластичных глинистых; II-слоистых, резание вдоль слоев; III-прочих песчано-глинистых

Список литературы

1. Баловнев В.И. Физическое моделирование резания грунтов. – М.: Машиностроение, 1989. – 159 с.

2. Бочаров В.С. Взаимодействие рабочих органов машин с битумосодержащими породами. – М.: Транспорт, 1992. – 296 с.

3. Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами. – М.: Машиностроение, 1981. – 357 с.

УДК 621.869.447.43:531.36

Божанов А.А., *аспирант*
Ушаков Л.С., *докт. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Динамика и прочность машин»*
г.Орел, тел. (0862) 419849; e-mail: tmsi@ostu.ru

ПРИМЕНЕНИЕ ГИДРОУДАРНИКОВ В КАЧЕСТВЕ СМЕННЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ НА ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКАХ

Submitted clause includes the review of working bodies of a face-to-face loader, and also an opportunity of application on them of hydraulic machines.

Для разрушения крепких минеральных сред и конструкционных материалов в настоящее время широко применяются гидравлические ударные устройства [1].

Первоначально гидравлические устройства ударного действия проектировались как рабочее оборудование машин для угольной и горнодобывающей отраслей промышленности. Положительный опыт использования машин с ударно-скалывающим исполнительным органом стимулировал расширение области применения гидроударников, особенно в дорожно-строительной, коммунальной, металлургической и других отраслях промышленности [2].

При существующей технике и технологии отбойки породы шпуровыми и скважинными зарядами в карьерах выход негабаритных кусков может достигать 10% и более. Высокий выход негабарита ухудшает технико-экономические показатели работы карьеров, усложняет технологический процесс, снижает производительность погрузки транспортных средств, повышает себестоимость продукции.

Для вторичного дробления негабаритов в настоящее время применяют различные способы и средства разрушения, которые по характеру физических и механических процессов подразделяются на взрывные, термические, электрофизические и механические.

Данные по энергоемкости ударного разрушения негабаритов при энергии удара 60...90 кДж., и проведенные расчеты для взрывного дробления негабаритов сопоставлены с экспериментальными данными ударного дробления. Сравнительный анализ энергоемкости для двух способов дробления негабаритов, показал, что при всех прочих равных условиях высокоэнергетический удар может конкурировать с взрывным способом разрушения негабаритных кусков породы по такому показателю как энергоемкость. Из этого следует, что применение высокомобильной техники с гидроударником в качестве рабочего органа в карьерах логически целесообразно и выгодно.

При применении гидроударников в этих отраслях промышленности в качестве базовых машин преимущественно используются экскаваторы типа «обратная лопата» с гидравлическим приводом на колесном или гусеничном ходу. Гидроударник навешивается на рукоять вместо обычного рабочего оборудования – ковша. Однако, применение экскаваторов не всегда экономически выгодно.

Применение же гидроударников в качестве рабочих органов фронтальных погрузчиков позволит значительно расширить область их применения, создать новый тип высокомобильной техники.

Одноковшовые фронтальные погрузчики занимают одно из ведущих мест среди строительных машин не только в нашей стране, но и за рубежом. Они производятся в различных исполнениях и в комплектациях с разнообразным рабочим оборудованием.

По данным, представленным в таблице, можно сказать, что в настоящее время подъемно-транспортные машины, выпускаемые в нашей стране, по ряду причин, в том числе и по количеству сменных рабочих органов, неконкурентоспособны на мировом рынке. Одним из направлений к решению данной проблемы является повышение функциональности отечественных погрузчиков за счет расширения номенклатуры сменных рабочих органов.

За последние годы значительно изменилась структура парка одноковшовых погрузчиков. Повышая технико-экономический уровень выпускаемых машин, необходимо определить новые прогрессивные направления развития этой группы техники. Проводятся исследования и конструкторские

работы по созданию большегрузных фронтальных пневмоколесных погрузчиков эксплуатационной массой 25-30 тонн, что позволит навешивать на них в качестве рабочего оборудования более мощные гидроударники. При этом необходимо решить одну из приоритетных задач, которой является – обеспечение устойчивости фронтального погрузчика при работе гидроударника.

Таблица. Номенклатура рабочих органов фронтальных погрузчиков отечественных и зарубежных фирм

Наименование рабочих органов	Количество рабочих органов				
	Caterpillar, (США)	Volvo, (Швеция)	Atlas, (Германия)	ОАО «Погрузчик», (Россия)	ЧСДМ (Россия)
Для погрузочных работ					
Ковш для разных материалов	16	12	6	4	3
Захваты	2	8	1	1	1
Вилы	7	7	1	2	–
Кран с крюком	1	2	1	1	–
Грейдер	–	1	–	–	–
Выравниватель склада	–	1	–	–	–
Для земляных работ					
Отвал У-образный	1	–	–	–	–
Отвал планировочный	2	–	1	–	–
Грабли	2	–	–	–	–
Рыхлитель	–	–	1	–	–
Для строительных работ					
Щетка цилиндрическая	2	–	1	–	–
Молот дробильный	1	–	–	–	–
Подборщик камней	1	–	1	–	–
Для дорожных работ					
Отвал снежный	1	–	–	1	–
Фреза для асфальтобетона	1	–	–	–	–

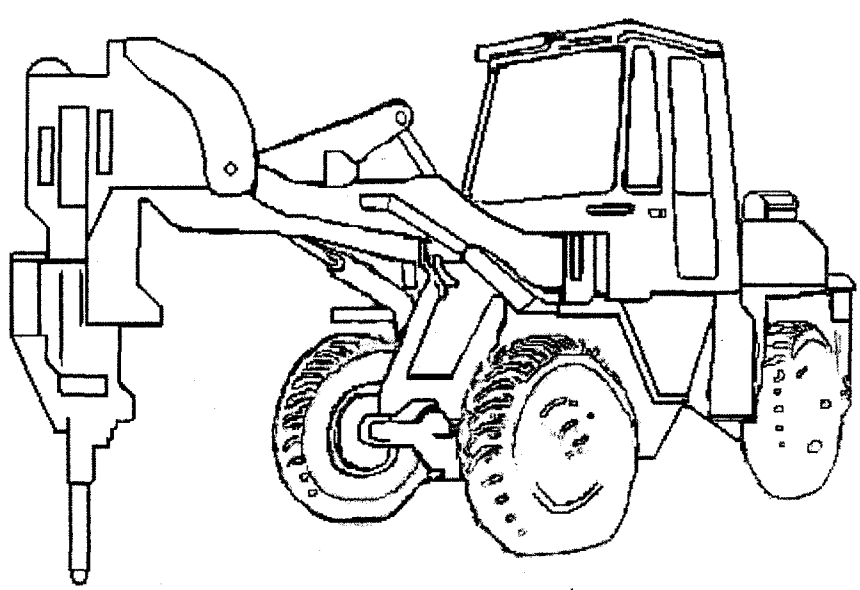


Рис. 1. Фронтальный погрузчик с гидроударником

Список литературы

1. Ушаков Л.С., Котылев Ю.Е., Кравченко В.А. Гидравлические машины ударного действия. – М.: Машиностроение, 2000. – 416 с.

2. Механизмы и машины ударного, периодического и вибрационного действия. Материалы 2 международного симпозиума. 21-23 октября 2003 / Под. ред. д-ра техн. наук, проф. Л.С. Ушакова – Орел: ОрелГТУ, 2003. – 502 с.

3. Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин: Учебник для техникумов по специальностям «Строительные машины и оборудование» и «Дорожные машины и оборудование» / Л.А. Гоберман, К.В. Степанян, А.А. Яркин, В.С. Заленский / Под. ред. Л.А. Гобермана. – М.: Машиностроение, 1979. – 407 с., ил.

УДК 622.233.5-82:621.644

Ушаков А.И., *директор НТЦ «Гидропневмосистемы»*
Ушаков Л.С., *докт. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Динамика и прочность машин»*
г.Орел, тел. (0862) 419885; e-mail: ushakov@ostu.ru

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ВНЕДРЕНИЯ ПОЛОГО КОНУСНОГО ЦИЛИНДРА В МАССИВ

Theoretical and experimental researches of the interaction process of a percussive device (with a circular implement) with the soil destined for without trench tunneling of boreholes are presented in this article.

В условиях городского строительства, в связи с необходимостью проведения работ без нарушения дорожного покрытия, проведения коммуникаций под сооружениями, бестраншейный способ прокладки инженерных коммуникаций находит все более широкое применение. Бестраншейная прокладка инженерных коммуникаций в развитых странах является наиболее преобладающей.

Применяемые методы можно объединить в следующие основные группы:

1. Статический прокол.
2. Статическое продавливание с одновременной или последующей разработкой керна.
3. Динамическое продавливание с извлечением керна.
4. Статико-динамическое продавливание с извлечением керна.
5. Бурение микрощитами.
6. Размывка с помощью гидромониторов.
7. Горизонтальное направленное бурение.

Как показала практика наиболее экономичным и производительным способом бестраншейной прокладки инженерных коммуникаций свыше ∅300 мм, является статико-динамическое продавливание с извлечением керна.

Для определения факторов, влияющих на работоспособность и производительность агрегата для бестраншейной прокладки трубопроводов, были проведены теоретические исследования процесса проникания твердого тела в грунт. В основу этой работы положены исследования проникания в грунты заостренных объектов, представленные в работах А.Я. Сагомоняна [1]. Рассматриваемые грунты предполагались также как и в работе [1] средней и малой влажности.

При математическом описании механического поведения таких грунтов установлено [4], что среднее гидростатическое давление P в среде

$$P = -\frac{1}{3}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \qquad (1)$$

является однозначной функцией объемной деформации ε, различной в процессах нагружения и разгрузки.

$$P = f(\varepsilon), \frac{dp}{dt} > 0. \quad (2)$$

При решении конкретных задач удобнее в функциональной зависимости (2) вместо объемной деформации ввести плотность среды ρ. Сохраняя обозначения функций в этом случае, получим

$$\varepsilon = 1 - \frac{\rho_0}{\rho}. \quad (3)$$

Поэтому при исследовании динамических задач грунтов принимаем условие пластичности Прандатля в виде

$$\sigma_1 - \sigma_3 = 2k\cos Q - (\sigma_1 + \sigma_3)\sin Q. \quad (4)$$

где k – коэффициент сцепления;

Q – угол внутреннего трения грунта.

В нашем случае для описания движения используем полярную систему координат (одна ось совпадает с осью инструмента, а другая расположена перпендикулярно плоской поверхности грунта). Ввиду осевой симметрии процесса зависимостью от полярного угла φ пренебрегаем, смешанные компоненты тензора напряжений считаем равными нулю. Используем переменные Лагранжа r – начальное расстояние частицы грунта от центра симметрии; u – смещение частицы перпендикулярно оси инструмента.

В этих переменных уравнение неразрывности и уравнение движения соответственно имеют вид:

$$\frac{1}{2}\frac{\partial}{\partial r}(r+u)^2 = \frac{\rho_0}{\rho} r, \quad (5)$$

$$\rho_0 r \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = (r+u)\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + (\sigma_r + \sigma_\varphi)\frac{\partial}{\partial r}(r+u). \quad (6)$$

где ρ_0 – максимальная плотность грунта;

σ_r, σ_φ – диаметральные компоненты тензора напряжений.

Для σ_r, принимаем

$$\sigma_r = 0. \quad (7)$$

Считается, что в период проникания грунт ведет себя как жестко пластическая среда. Условие текучести принимается в форме Прандатля

$$\sigma_r - \sigma_\varphi = -\tau_0 - (\sigma_r + \sigma_\varphi)\mu; \quad \nu = \frac{2\mu}{1+\mu}; \quad \mu = \sin Q, \quad (8)$$

где $\tau_0 = 2k\cos Q$, $\sigma_\varphi > \sigma_r$.

При проникании в грунт полого конусного цилиндрического тела, в грунте происходит образование волны напряжений, присоединенной к острой вершине тела. Считая, проникающее тело тонким предполагаем, что раздвигаемые внедряющимся телом частицы грунта движутся перпендикулярно оси симметрии проникающего тела. Считаем так же, что плотность грунта меняется только на фронте волны напряжений и определяется интенсивностью этой волны. Она является функцией координаты Лагранжа и не зависит от времени.

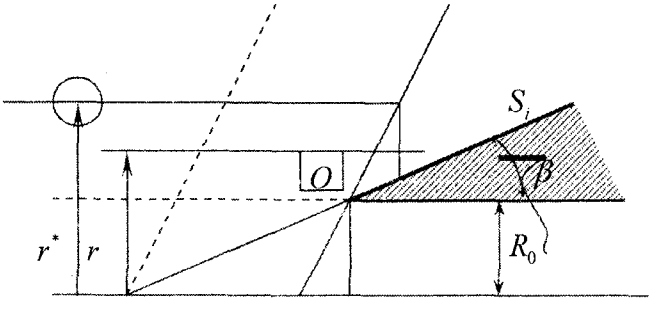


Рис. 1. Проникание полого конусного цилиндрического тела

В качестве краевых условий для системы уравнений принято, что на поверхности тела части ца, занимающая в начальный момент времени положение $r = 0$, окажется на поверхности проникающего тела, получив смещение равное радиусу: при $r = 0 \quad U = R(t)$. Частица расположенная на фронте волны, где $r = r^*$, смещаться не будет. Для нее $U = 0$, $\sigma_r = -P_a$.

где P_a – атмосферное давление.

В результате интегрирования уравнений движения пластической среды можно получить связь давления P и радиуса R поверхности проникающего в грунт твердого тела, в предположении, что зависимость $R(t)$ известна.

$$P = \frac{\rho_0}{\nu b_1}\left\{\left[\frac{1 - b_1 (R_0/R)}{1 - b_1}\right]^{\frac{\nu}{2}} - 1\right\}(R\ddot{R}) + \frac{\rho_0}{\nu b_1}\left\{\left[\frac{1 - b_1 (R_0/R)}{1 - b_1}\right]^{\frac{\nu}{2}} - 1\right\}, \qquad (9)$$

где $b = (\rho_0/\rho)$, R_0 – радиус внутренней поверхности цилиндра.

Очевидно, что если известны $R(t), \dot{R}(t), \ddot{R}(t)$, то для замыкания системы – неизвестными являются P, ρ, T^0, K необходимы еще два уравнения. В работе [4] отмечено, что для твердого тела движущегося со скоростью $\leq 600 м/с$ изменение температуры незначительны. Следовательно, можно принять $T = T_0 = const$. Считаем, что зависимость $P = P(\rho)$ также известна. Согласно [1] принято, что

$$P - P_a = a\varepsilon^2,$$

где a – коэффициент, определяемый для исследуемого грунта экспериментально;

$\varepsilon = 1 - \frac{\rho_0}{\rho}$ – относительное сжатие грунта.

Это соотношение замыкает систему при условии, что $R(t)$ известно. Эта зависимость может быть найдена при совместном решении построенных выше уравнений с уравнением движения внедряющегося тела, что чрезвычайно сложно. Для расщепления этой системы на независимые друг от друга уравнения введено допущение о том, что вдоль всей клиновидной части внедряющегося тела давление постоянно и совпадает с давлением на передней – острой кромке твердого тела (при $R = R_0$). Тогда получаем, что

$$P = \frac{P_0}{1 - b_1}\upsilon_0^2 + P_a, \qquad (10)$$

где υ_0 – скорость внедряющегося тела.

Для движения грунта во внедренной части тела допускалось, что на входе существует прямой скачок уплотнения грунта, при переходе через который выполняются законы сохранения массы и механической энергии. Это вместе с известной зависимостью $P(\rho)$ дало возможность вычислить скорость, плотность и давление в грунте, попавшем во внутрь тела. Знание давления позволяет вычислить силу трения, а значит и сопротивления внутренней части тела его внедрению в грунт.

Эти теоретические рассуждения позволили рассчитать предельную глубину проникновения, зависимость ее текущего значения от времени, другие характеристики динамики внедряющегося тела при различных способах придания ему начальной скорости, при наличии и отсутствии постоянного или пульсирующего воздействия на внедряющееся тело. Результаты теории сопоставлялись с экспериментальными данными.

Расчетные значения продавливания инструмента в зависимости от времени, при частоте работы гидроударника 10 Гц, давление в напорной магистрали гидроцилиндра 15 МПа, и внешним диаметром трубы 100 мм при различных углах заострения представлены на рисунке 2.

Анализируя график представленный на рисунке 2 можно сделать вывод, что наиболее рациональный угол заострения инструмента при методе статико-динамическое продавливания должен находиться в пределах 10-20 градусов.

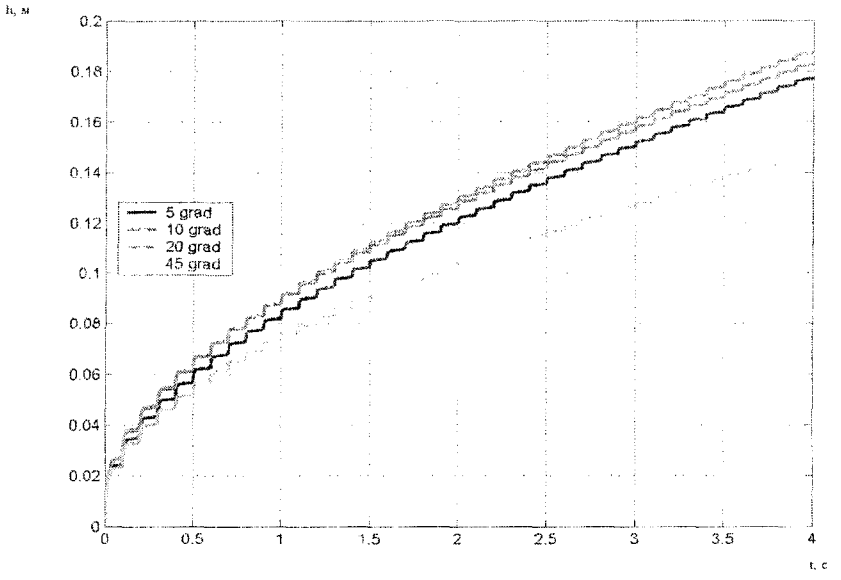


Рис.2. Расчетные значения статико-динамического продавливания в грунт трубы ∅100 мм

Суть бестраншейной прокладки инженерных коммуникаций свыше ∅300 мм, методом статико-динамическое продавливание с извлечением керна заключается в том, что часть грунта (керн) попадает внутрь трубы с кольцевым инструментом и затем удаляется, а часть смещается в радиальном направлении в массив. На рисунке 4, 5 представлена схема агрегата для статико-динамического продавливания.

Ниже представлен копровый стенд для экспериментального исследования динамического погружения в грунты твердых тел и агрегат для бестраншейной прокладки инженерных коммуникаций методом виброударного продавливания разработанный в ПНИЛ «Силовые импульсные системы» при кафедре «Прикладная механика» ОрелГТУ[2].

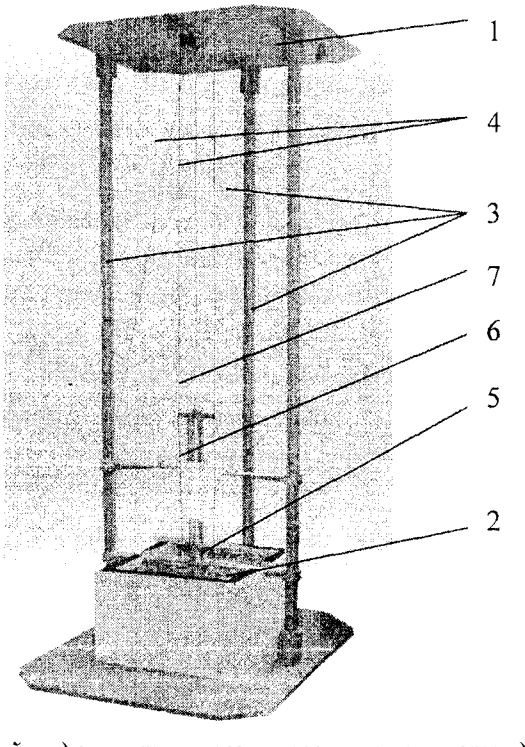


Рис. 3. Общий вид экспериментального копрового стенда

1 – верхняя плита; 2 – нижняя опорная плита; 3 – стойки; 4 – направляющие струны; 5 – ящик с грунтовым массивом; 6 – инструмент; 7 – боек

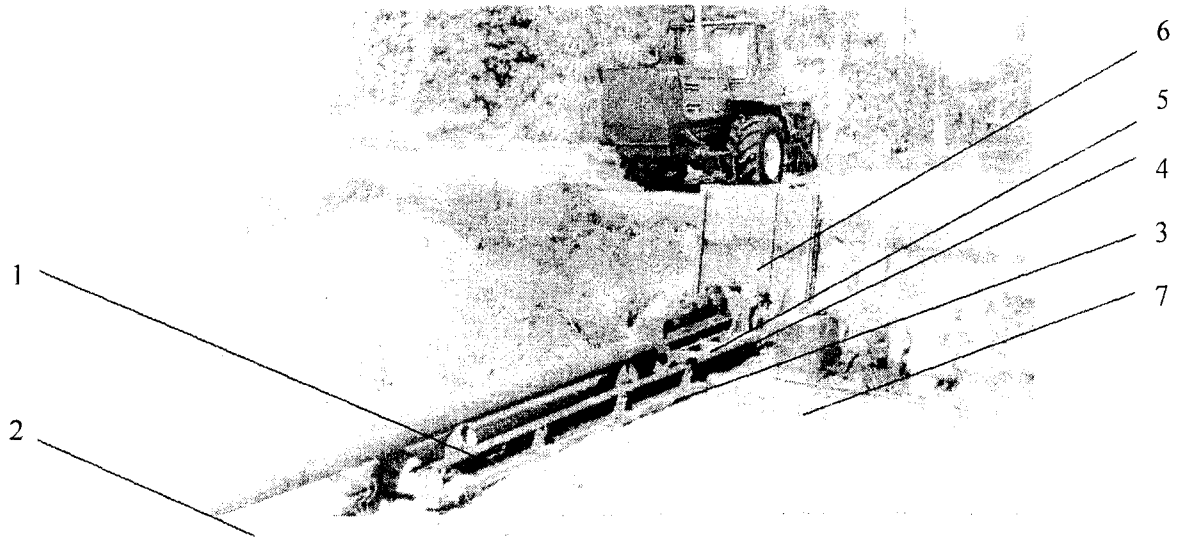


Рис. 4. Экспериментальный агрегат для бестраншейной прокладки трубопроводов

1 – направляющая рама; 2 – труба с кольцевым инструментом; 3 – вибратор; 4, 5 – напорный гидроцилиндр; 6 – упорная плита; 7 – питающая установка

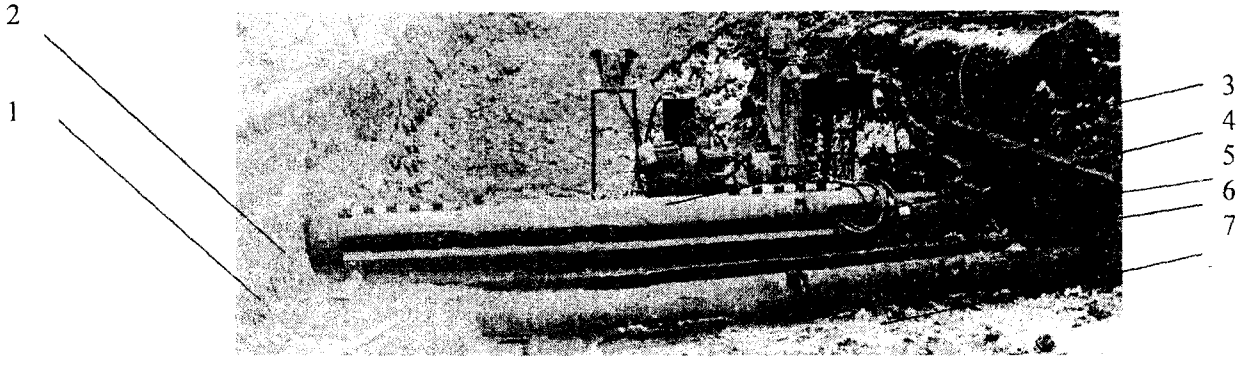


Рис. 5. Экспериментальный агрегат для бестраншейной прокладки трубопроводов

1 – направляющая рама; 2 – труба с кольцевым инструментом; 3 – питающая установка; 4 – вибратор; 5,6 – напорный гидроцилиндр; 7 – желоб

Результаты экспериментальных исследований проведенных на копровом стенде представлены в таблице 1. Заметим, что каждое экспериментальное значение представленное в таблице 1 есть среднее значение не менее чем шести экспериментов и характеризуется доверительной вероятностью ≥0,85 при доверительном интервале ≤ 10% [3], [4].

Таблица 1

	Количество ударов бойка по инструменту N																			
α	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
	h																			
5^0	1.3	1.8	2.3	2.6	2.9	3.1	3.4	3.6	3.8	4.0	4.1	4.2	4.3	4.5	4.6	4.7	4.9	5.2	5.4	5.7
10^0	1.0	1.4	2.0	2.3	2.5	2.7	2.9	3.1	3.3	3.5	3.6	3.8	4.0	4.2	4.4	4.6	4.7	4.9	5.0	5.2
20^0	1.0	1.3	1.7	2.0	2.2	2.4	2.6	2.7	2.8	3.0	3.2	3.3	3.5	3.6	3.8	3.9	4.1	4.3	4.5	4.7
45^0	1.0	1.2	1.4	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.1	2.3	2.4	2.5	2.6	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4

где h – глубина проникновения инструмента в массив, α – угол заострения инструмента.

Ниже на рисунках 6-14 представлены сравнительные графики теоретических и экспериментальных результатов проникания в грунтовой массив полого конусного цилиндрического тела при различных наружных диаметрах и углах заострения.

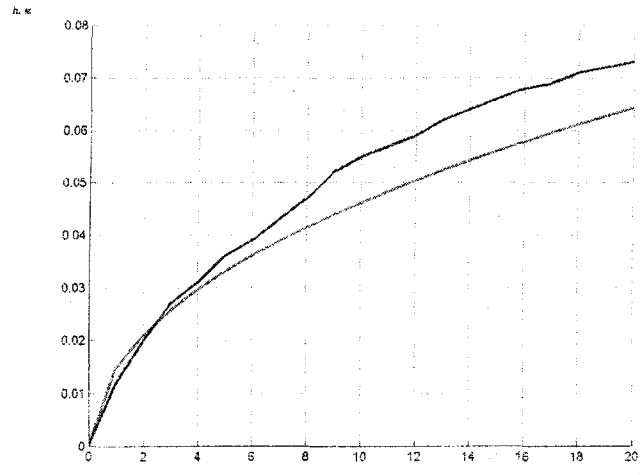


Рис. 6. Сравнение экспериментальных (синий) и теоретических (красный) результатов. Для инструмента наружным диаметром □30 и углом 5 градусов

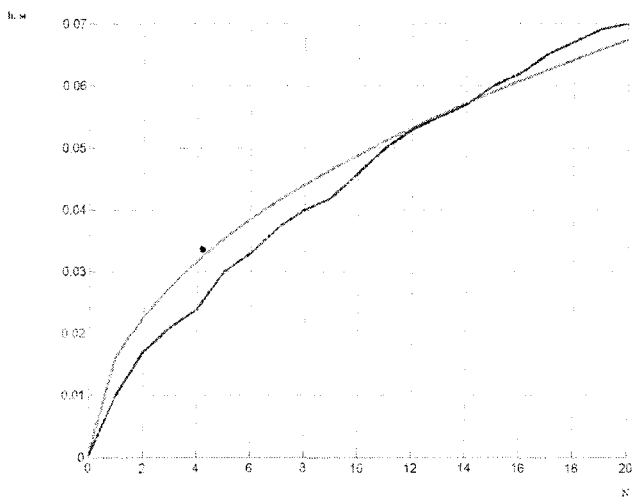


Рис.7. Сравнение экспериментальных (синий) и теоретических (красный) результатов. Для инструмента наружным диаметром □30 и углом 10 градусов

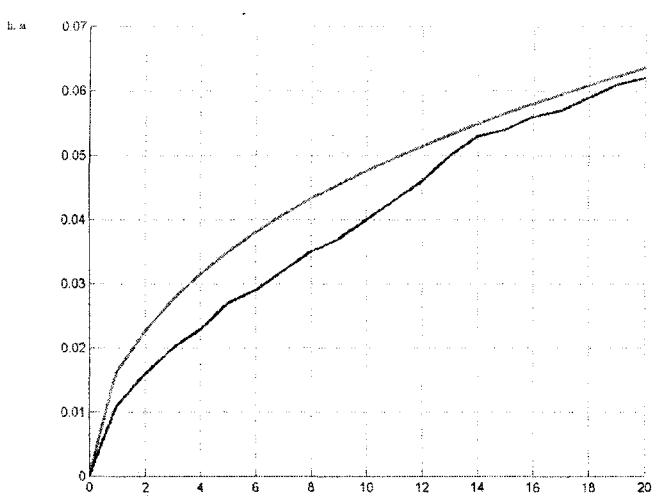


Рис. 8. Сравнение экспериментальных (синий) и теоретических (красный) результатов. Для инструмента наружным диаметром □30 и углом 20 градусов

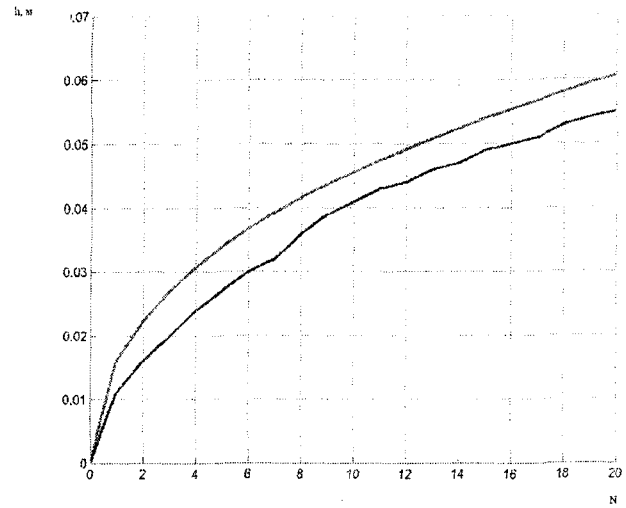


Рис. 9. Сравнение экспериментальных (синий) и теоретических (красный) результатов. Для инструмента наружным диаметром □30 и углом 25 градусов

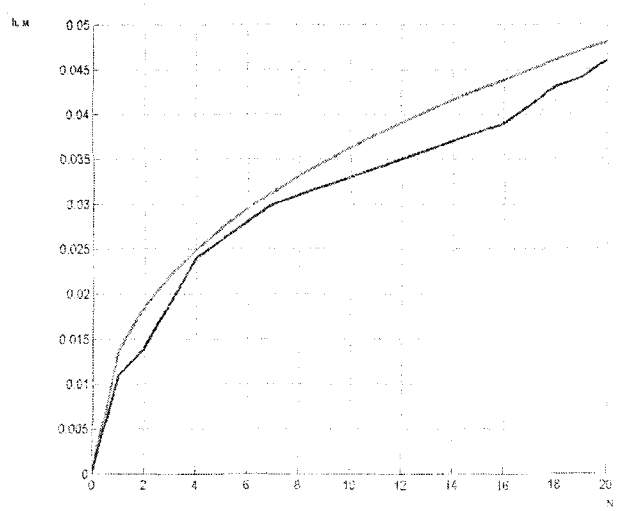


Рис. 10. Сравнение экспериментальных (синий) и теоретических (красный) результатов. Для инструмента наружным диаметром □30 и углом 45 градусов

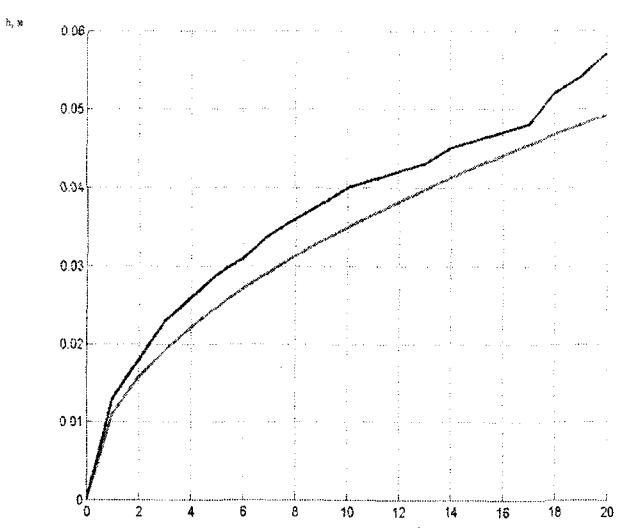


Рис. 11. Сравнение экспериментальных (синий) и теоретических (красный) результатов. Для инструмента наружным диаметром □60 и углом 5 градусов

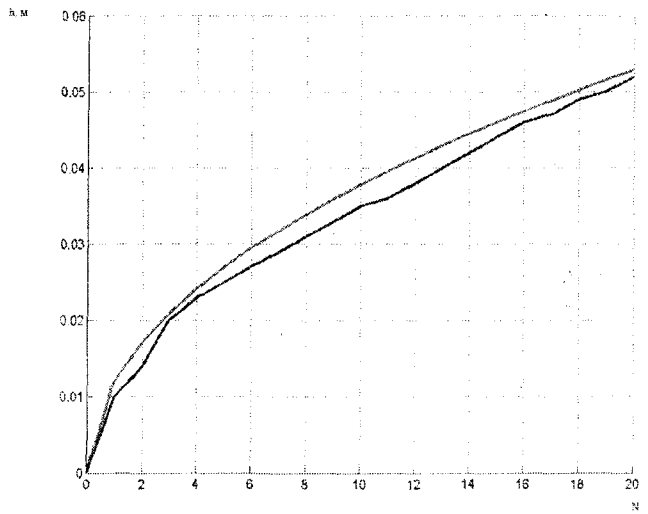


Рис. 12. Сравнение экспериментальных (синий) и теоретических (красный) результатов. Для инструмента наружным диаметром 60 и углом 10 градусов

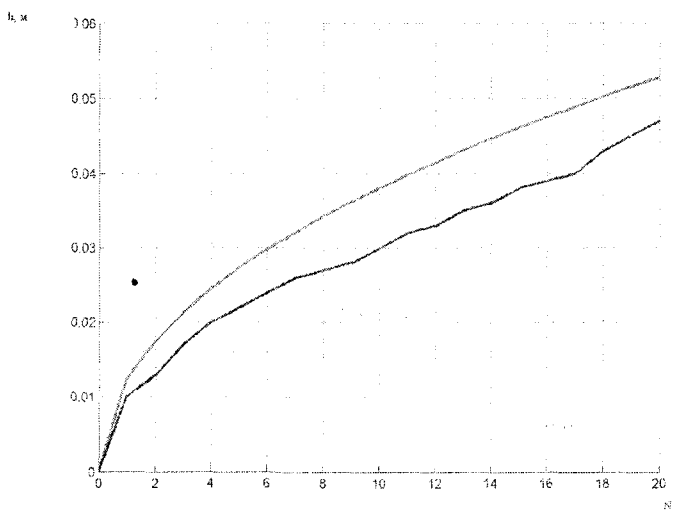


Рис. 13. Сравнение экспериментальных (синий) и теоретических (красный) результатов. Для инструмента наружным диаметром 60 и углом 20 градусов

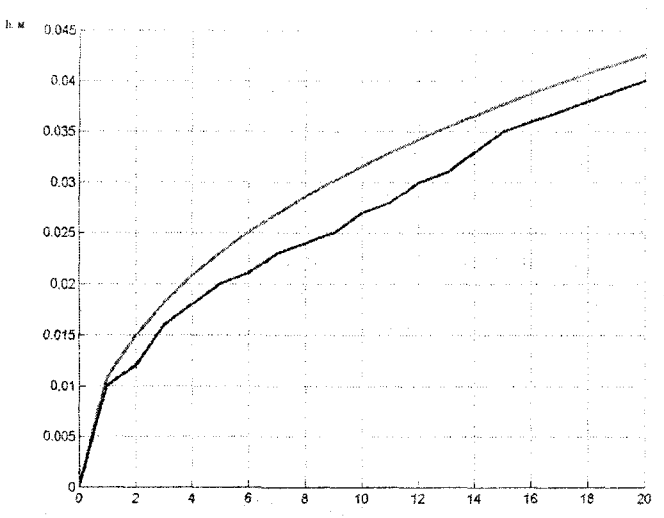


Рис. 14. Сравнение экспериментальных (синий) и теоретических (красный) результатов. Для инструмента наружным диаметром 60 и углом 45 градусов

Погрешность между теоретическими и экспериментальными значениями составляет порядка 4-15% , что говорит о достаточно высокой степени достоверности теоретических исследований.

Список литературы

1. Сагомонян А.Я. Динамика пробивания преград. – М: МГУ, 1988. – 221 с.

2. Чередников Е.Н. Исследование процесса проходки скважин пневмопробойниками: Дис. канд. техн. наук. – Новосибирск, 1970.

3. Чередников Е.Н., Костылев А.Д. Исследование процесса проходки скважин пневмопробойниками. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1970 г.

4. Патент РФ №2176716: Устройство ударного действия для образования скважин в грунте / Ушаков Л.С., Ушаков А.И., Котылев Ю.Е., Горин А.В. от 10 декабря 2001 г.

УДК 622.23.05:622.235

***Юрьев Д.А.**, ст. преподаватель кафедры «Динамика и прочность машин»*
г.Орел, тел. (0862) 419885; e-mail: yurew@rambler.ru

АНАЛИЗ ПРОБЛЕМЫ ПРИМЕНЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УДАРНЫХ УСТРОЙСТВ НА ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКАХ

Given clause is devoted to the analysis of application of hydraulic shock devices on face-to-face loaders as working bodies. In clause the basic problems are considered at the given application and ways of their sanction are offered.

В последние годы в России значительно увеличиваются объемы энергоемких работ в строительстве и коммунальном хозяйстве. В первую очередь это связано с обветшалостью жилищного, дорожного фондов, а также коммунальных сетей. В ряде крупных городов, например в Москве, принято решение о сносе, отслужившего свой срок, жилья, и постройки на его месте новых, современных строений. При этом полной замене, или модернизации подлежат также коммунальные сети. Замена коммунальных сетей в стесненных городских условиях требует проведения энергоемких работ по вскрытию дорожного полотна и прилегающих к сносимым зданиям территориям, которые в городах, особенно в центральных районах, имеют твердое асфальтобетонное покрытие. При этом следует учитывать, что эти работы ведутся круглогодично, что, в свою очередь, приводит к необходимости разработки мерзлого грунта в осенне-зимний период.

Ранее при вскрытии дорожного полотна чаще всего использовались либо малоэффективный ручной труд, либо технология, при которой баровыми установками нарезаются щели, с последующей выемкой грунта экскаваторами.

Несовершенство и высокая энергоемкость этих методов, а также интенсивное развитие в конце XX века силового гидропривода, привело к появлению на строительных площадках принципиально нового вида оборудования – импульсной техники и технологий, основными рабочими органами которой стали гидроударники (гидромолоты).

Гидроударник можно рассматривать как гидравлический объемный двигатель и импульсным силовым воздействием на окружающие объекты. Импульсное силовое воздействие достигается за счет ударного нагружения рабочего инструмента. При соударении, разогнанного под давлением рабочей жидкости до скорости 8...10 м/с поршня-бойка, о торец, прижатого к обрабатываемой среде инструмента, вся его накопленная кинетическая энергия, через рабочий инструмент, передается в виде импульса силы обрабатываемой среде.

Гидроударники открыли новые возможности по разрушению мерзлых грунтов, скальных пород, строительных материалов: бетона, кирпича, асфальта [1].

Практически всегда гидроударники навешиваются в качестве рабочего оборудования на гидравлические экскаваторы типа «обратная лопата». Полученный симбиоз этих двух типов техники

зарекомендовал себя с наилучшей стороны при проведении долгосрочных работ, а также там, где требуется повышенная ударная мощность.

Однако, в строительстве, дорожном и коммунальном хозяйствах зачастую требуется выполнение незначительных по объему и ударной мощности работ по разрушению конструкционных и строительных материалов. Это ямочный ремонт дорог, прокладка или демонтаж отдельных коммуникаций и т.п. Применение гидроударников, установленных на экскаваторах, при решении данных задач не всегда рационально и выгодно. Во-первых, экскаватор, это дорогостоящая техник, предназначенная в первую очередь для экскавации грунта. Применять экскаваторы с гидроударниками для выполнения краткосрочных работ экономически невыгодно, так как в этом случае экскаватор выполняет не свойственные ему технологические операции. Во-вторых, ограничение применения экскаваторов связано с недостаточной мобильностью. Скорость движения экскаватора по шоссе составляет всего 20...25 км/ч, что затрудняет их быструю переброску с одного объекта на другой. Иногда для решения этой проблемы применяют буксируемые колесные платформы или автотрейлеры. Это ускоряет переброску техники с объекта на объект, но требует привлечения дополнительных средств и дополнительных расходов. При этом малоповоротливые трейлеры или платформы в стесненных городских условиях не всегда могут приблизиться непосредственно к намеченному объекту.

Техникой, обладающей хорошей мобильностью, достаточно мощным гидроприводом и относительно недорогой, являются фронтальные погрузчики на пневмоколесном ходу. Обладая скорость передвижения 37...40 км/ч, что сопоставимо со средней скоростью движения транспорта в городских условиях, высокой маневренностью, более мощным по сравнению с экскаваторами 2 группы (ЭО-2222), монтируемых на тракторах, гидроприводом, погрузчики представляю наибольший интерес в качестве базовой машины для применения достаточно мощных гидроударников.

Применение гидроударников на фронтальных погрузчиках ограничивает недостаточная изученность проблемы воздействия многократно повторяющихся динамических нагрузок, возникающих при работе гидроударника на погрузчик. Особенностью конструкции погрузчиков является шарнирно-сочлененная рама шасси и отсутствие дополнительных опор – аутригеров.

Снижение силового воздействия работы гидроударников на базовые машины является актуальной проблемой. Так специалисты фирмы «Раммер» пришли к выводу, что для наиболее эффективного использования гидроударника, его масса должна быть в 10...12 раз меньше массы базовой машины [2]. Поэтому западные фирмы помещают свои гидроударники в массивные кожуха, что приводит к увеличению массы гидроударника и увеличению его металлоемкости. Другим способом, получившим распространение в горном машиностроении, является введение дополнительного элемента между гидроударником и базовой машиной – силового цилиндра подачи. Для применения гидроударников на фронтальных погрузчиках этот способ является наиболее приемлемым.

На рис. 1 приведена кинематическая схема рабочего оборудования фронтального погрузчика с гидроударником.

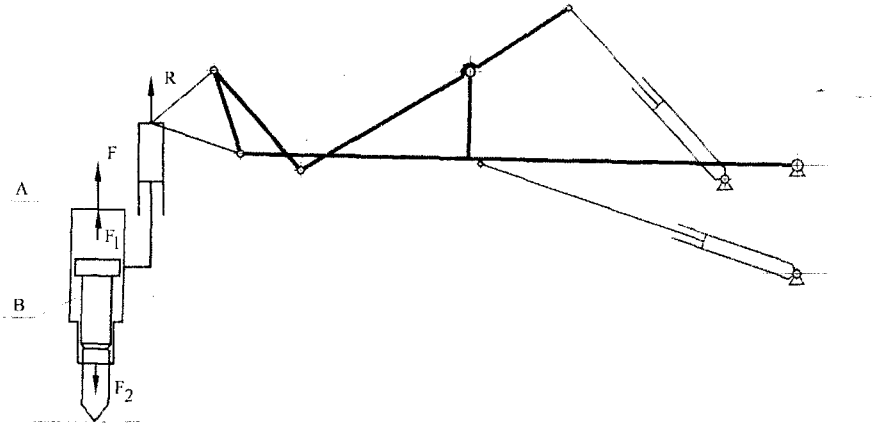


Рис.1. Кинематическая схема рабочего оборудования погрузчика с гидроударником

Задачами исследования являются определение результирующей силы отдачи, возникающей в процессе работы гидроударника, и выбор параметров гидроцилиндра подачи, для наибольшего сни-

жения влияния этой силы на рабочее оборудование погрузчика.

Сила F, действующая на корпус гидроударника, является результирующей сил F_1 и F_2. Сила F_1 является силой давления жидкости в камере рабочего хода А. Сила F_2 – сила давления жидкости в камере обратного хода В. Реакция отдачи R складывается из силы статического поджатия корпуса и силы F, возникающей при работе гидроударника.

Разработанная математическая модель гидроударника с управляемой камерой рабочего хода, позволяет определять в любом из десяти, заложенных в ней тактов, давление в камерах рабочего и обратного хода [3]. Поэтому решение данной задачи сводится к расчету рациональных параметров гидроцилиндра подачи, с учетом приложенной к нему колебательной нагрузки.

Список литературы

1. Ушаков Л.С., Котылев Ю.Е., Кравченко В.А. Гидравлические машины ударного действия. – М.: Машиностроение, 2000. – 416 с.

2. Сравнение гидроударников. – Финляндия: АО «Раммер», 1984. – 16 с.

3. Кравченко В.А., Пономарев А.И. Математическая модель гидроударника с управляемой камерой рабочего хода // Механизмы и машины ударного, периодического и вибрационного действия: Материалы II Международного научного симпозиума. – Орел: ОрелГТУ, 2003. – С. 53-55.

ПРОБЛЕМЫ ПРОЧНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.822.5+621.822.6

Поляков Р.Н., *аспирант*
г.Орел, тел. (0862) 419849; e-mail: pmpl@ostu.ru

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ОПОРНОГО УЗЛА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ КОМБИНАЦИЯХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И СКОЛЬЖЕНИЯ[1]

The use of combined supports of a rotor, which combine a ball bearing and a fluid-film bearing, allows to improve dynamic characteristics and to increase lifetime of a turbomachine. Comparative analysis of increase of reliability and durability of a rotor support under various combinations of a roll bearing and a fluid-film bearing is presented in this paper.

Эффективным путем повышения полезной мощности машин является увеличение частот вращения роторов. Ограниченность подшипников качения (ПК) по параметру предельной быстроходности обуславливает невозможность их применения в качестве опор высокоскоростных роторов. Различные виды подшипников скольжения (ПС), применяемые в качестве опор турбомашин, наряду со своими достоинствами имеют и недостатки, связанные с износом опор скольжения в периоды пуска-останова, при ударных нагрузках, вследствие касаний цапфы и втулки при неустойчивой работе.

Комбинированные опоры (КО), являющиеся совмещенными подшипниками качения и скольжения сочетают достоинства и исключают недостатки обоих типов опор за счет разделения и дублирования их функций, повышая тем самым надежность и долговечность опорного узла.

Отличительным признаком различных видов КО является принцип работы: разделение нагрузки и разделение скоростей (рис. 1). В свою очередь, КО с разделением скоростей делятся по расположению подшипника скольжения относительно поверхности вала: КО с внутренним расположением ПС (рис. 1 б) и КО с внешним расположением ПС (рис. 1 в).

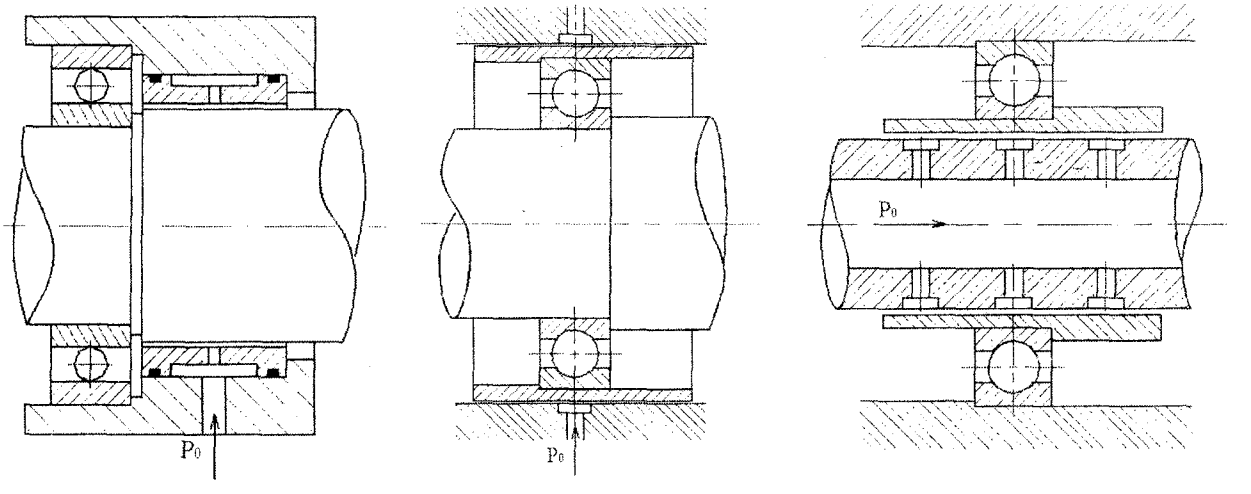


Рис. 1. Виды комбинированных опор

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования РФ (ГРАНТ А03-3.18-164)

Основными факторами повреждения обоих типов опор [1], [2] являются:

- подшипники качения: усталостное выкрашивание, абразивный износ, вмятины, механические разрушения в результате перегрузок;
- подшипники скольжения: износ поверхностей втулки в периоды «пуска–останова», в результате ударных нагрузок, касаний цапфы и втулки в результате неустойчивого движения ротора.

Рассмотрим каждый тип КО и факторы улучшения условий работы.

1 объект классифицируется как радиальная КО с разделением нагрузки (рис. 1а). Повышение долговечности и надежности работы опоры происходит за счет того, что в нерабочем состоянии ПС имеет гарантированный радиальный зазор, что исключает контакт цапфы и втулки ПС и на основных режимах работы ПК более разгружен за счет реакции со стороны ПС.

2 объект классифицируется как радиальная КО с разделением скоростей и внешним расположением ПС (рис. 1б). Повышение долговечности и надежности происходит за счет того, что на основных режимах работы происходит демпфирование со стороны ПС и наружное кольцо ПК вращается – вся дорожка качения попадает в область максимальных напряжений, что обуславливает равномерный износ рабочих поверхностей ПК.

3 объект классифицируется как радиальная КО с разделением скоростей и внутренним расположением ПС (рис. 1в). Повышение долговечности и надежности происходит за счет того, что в режиме «пуск – останов» ротор вращается в ПК, а на основных режимах в ПС. Что исключает факторы износа обоих типов опор.

Проведем оценку повышения долговечности каждого типа КО.

Радиальная комбинированная опора с разделением нагрузки (рис. 1а). Долговечность всей опоры будет определяться ПК, так как ПС имеет гарантированный радиальный зазор, и исключаются основные факторы износа втулки ПС.

Известна эмпирическая формула определения долговечности ПК [1]

$$L^{ПК} = \left(\frac{C_{дин}}{P} \right)^k, \qquad (1)$$

где $C_{дин}$ – динамическая грузоподъемность ПК;

P – эквивалентная нагрузка на подшипник;

k – значение степени выражения, зависящие от вида тел качения ($k = 3$ – для шарикоподшипников, $k = 10/3$ – для роликоподшипников).

Как уже говорилось выше, на основных режимах работы появится дополнительная сила со стороны ПС. То есть можно подобрать параметры подшипника скольжения такими, что реакция ПС будет по максимуму разгружать подшипник качения. Можно записать, что долговечность будет равна

$$L^{ПК} = \left(\frac{C_{дин}}{P - R^{ПС}} \right)^3, \qquad (2)$$

где $R^{ПС}$ – реакция подшипника скольжения, направленная против внешней нагрузки.

Как видно из формулы, теоретически можно подобрать параметры подшипника скольжения так, что на определенных режимах работы он будет воспринимать всю внешнюю нагрузку, а подшипник качения будет максимально разгружен.

Радиальная комбинированная опора с разделением скоростей и внешним расположением подшипника скольжения (рис. 1б).

Эмпирическая формула (3) выводится на основе экспериментальных исследований, результаты которых зависят от многих факторов, один из которых – обычное условие работы ПК – одно из колец закреплено. Из этого можно сделать предположение, что на дорожке качения одного из колец есть некоторая область, которая подвержена усталостному выкрашиванию больше всего. При работе ПК в данной КО вся дорожка качения будет последовательно проходить область максимального нагружения и, следовательно, количество циклов напряжений для появления усталостных трещин в некотором месте дорожки качения должно быть во столько раз больше сколько таких контактных областей можно расположить по кольцу.

Тогда в первом приближении можно записать, что долговечность ПК при постановке в дан-

ную КО будет определяться по формуле

$$L^{ПК} = n\left(\frac{C_{дин}}{P}\right)^3, \qquad (3)$$

где n – число контактных областей ($n_{\min}$ можно принять равным числу тел качения).

Радиальная комбинированная опора с разделением скоростей и внутренним расположением подшипник скольжения (рис. 1в).

Долговечность всей опоры будет определяться подшипником скольжения, так как подшипник качения работает в условиях низких скоростей вращения.

Предположим, что существует некоторая функция, которая определяет долговечность ПС в зависимости от условий работы, геометрии подшипника и др. Одним из определяющих факторов, влияющим на долговечность ПС является износ поверхности втулки ПС в результате силового воздействия от крутящего момента микронеровностей цапфы на микронеровности втулки. Причем долговечность зависит обратно пропорционально от крутящего момента. Схема контакта микронеровностей представлена на рисунке 2.

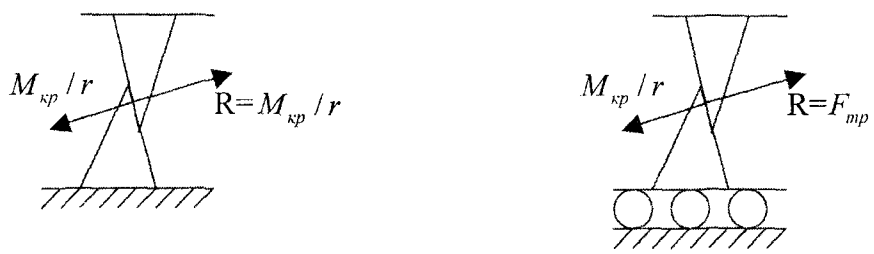


Рис. 2. Схема контакта микронеровностей

Напряжения, возникающие в контакте при жестко установленной втулке, определяются следующим образом (рис. 2а):

$$\sigma = \frac{M_{кр}/r}{S}, \qquad (4)$$

где $M_{кр}/r$ – сила, действующая в контакте, которая равна реакции со стороны микронеровностей втулки ПС на микронеровности цапфы вала (при жестко установленной втулке она будет равна силе от крутящего момента);

S – площадь контакта.

При постановке втулки ПС во внутреннее кольцо ПК, напряжения, возникающие в контакте, будут определяться следующим образом (рис. 2б)

$$\sigma = \frac{F_{тр}}{S}, \qquad (5)$$

где $F_{тр}$ – сила, действующая в контакте, при нежестко установленной втулке равняется силе трения подшипника качения;

S – площадь контакта.

Сила трения ПК $F_{тр}$ будет намного меньше силы от крутящего момента $M_{кр}/r$. Отсюда меньшие значения напряжений в контакте при установке втулки ПС во внутреннее кольцо шарикоподшипника. Следовательно, меньший износ и увеличение долговечности подшипника скольжения и всей опоры в целом.

Таким образом, можно говорить о том, что комбинирование подшипников качения и скольжения повышает ресурс и надежность работы опорного узла ротора машины. В зависимости от условий работы опоры и конструктивных особенностей машины можно варьировать различными комбинациями ПК и ПС. Например, для тяжелонагруженных опор можно применять комбинированную опору с разделением нагрузок (рис. 1а). Для быстроходных турбомашин комбинированные опоры с разделением скоростей (рис. 1б, в).

Рекомендации по выбору типа и параметров комбинированных опор, алгоритмы их расчета и количественные оценки улучшения различных характеристик опорного узла будут приведены в следующих работах автора.

Список литературы

1. Решетов Д.Н. Детали машин. Учебник для вузов. – Изд. 4-е. – М.: Машиностроение, 1989.
2. Пронников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.

УДК 539.3 (075.8)

Степанов Ю.С., *докт. техн. наук, профессор,*
проректор по научной работе и международным связям
Кобяков Е.Т., *канд. техн. наук, профессор кафедры «Динамика и прочность машин»*
г.Орел, тел. (0862) 475071; e-mail: stepanov@ostu.ru

МЕТОДИКА АНАЛИЗА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СТРУКТУРНО-НЕОДНОРОДНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ТЕЛ

Given data are about authors' developed methodic of the transference and stress calculation in compound cylindrical bodies. It is meant for the aims of engineering practice and educational process.

Практически важная задача анализа напряженного состояния составных цилиндров впервые была поставлена и решена русским академиком А.В. Гадолиным в связи с необходимостью повышения прочности орудийных стволов. Это решение широко используется в расчетной практике при проектировании составных труб и расчете прессовых посадок. Известные расчетные методики, основанные на этом решении, достаточно подробно освещены в литературе для случая одинакового материала собираемых воедино отдельных элементов. Соответствующий пример расчета напряжений и перемещений в трехслойной трубе при заданных контактных давлениях можно найти, например, в [1]. Вместе с тем, в машиностроении нередко встречаются конструкции, состоящие из неоднородных по материалу элементов (трубы, цилиндры, диски), собираемых с гарантированными натягами. В этой связи возникает потребность в расчетных методиках более общего характера, достаточно удобных для практического использования, в частности, для решения задач оптимизации параметров проектируемой конструкции.

Характерной особенностью разработанной авторами методики анализа напряженно-деформированного состояния цилиндров, структурно-неоднородных по материалу, является использование обобщенных параметров жесткости стыков контактирующих поверхностей. Это дало возможность представить в удобной для анализа компактной форме расчетно-аналитические зависимости для межслойных контактных давлений, радиальных перемещений точек поверхностей сопряжения, радиальных и тангенциальных нормальных напряжений. Полученные расчетно-аналитические зависимости, учитывающие влияние сборочных натягов и действующей нагрузки, являются основой для постановки и решения задач оптимизации конструкций по требуемым критериям качества с использованием соответствующих расчетных алгоритмов.

Список литературы

1. Бояршинов С.В. Основы строительной механики машин. – М.: Машиностроение, 1973. – С. 60-79.

УДК 621.822.05

Савин Л.А., *докт. техн. наук, профессор кафедры «Динамика и прочность машин», научный руководитель ПНИЛ «Моделирование гидромеханических систем»*
Панченко А.И., *аспирант*
г.Орел, тел. (0862) 363592: e-mail: p-al1@mail.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ДЛЯ РАСЧЕТА ПОЛЕЙ ДАВЛЕНИЙ В СМАЗОЧНЫХ СЛОЯХ МНОГООПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

В высокоскоростных машинах наиболее нагруженными и ответственными элементами, определяющими работоспособность и ресурс изделий, являются роторно-опорные узлы, применение в которых подшипников скольжения зачастую безальтернативно.

При проектировании высокоскоростных роторных машин в ряде случаев возникает необходимость увеличения несущей и демпфирующей способности опор роторов при одновременном снижении ихее осевых размеров. Решению подобной проблемы посвящена идея создания гидродинамической опоры с прточной смазкой, в которой одновременно функционируют несколько несущих смазочных слоев (рисунок 1).

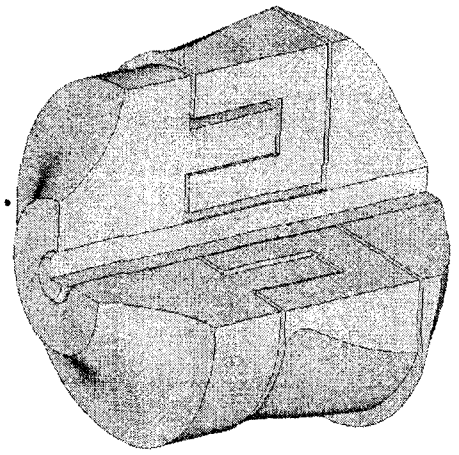


Рис. 1. Конструктивная схема новой опоры

Особенностью расчета данной опоры является сложность задания граничных условий (в точках *B-D, C-E)* для решения связанной задачи по определению полей давлений во всех трех радиальных несущих слоях, в этом случае потери давления сложатся из потерь на линейных участках канала (AB, CD, EF), а так же местных сопротивлений на поворотах канала (BD, CE).

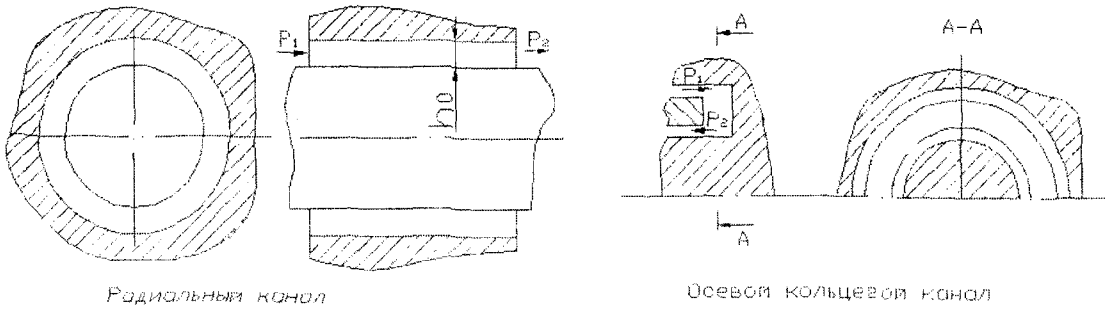


Рис. 2. Виды гидравлических трактов в ПС

Особенностью данной опоры является наличие нескольких радиальных несущих слоев в соче-

тании с осевыми, виды гидравлических трактов представлены на рисунке 2.

При истечении жидкости из сравнительно большой камеры под избыточным давлением в узкий канал (AB, рисунок 3), часть потенциальной энергии давления затрачивается на преодоление местных гидравлических сопротивлений, связанных с внезапным сужением потока, часть переходит в кинетическую энергию жидкости. После выхода из канала (BD, рисунок 3) жидкость теряет скорость, и часть кинетической энергии, за вычетом потерь из-за внезапного расширения потока, опять переходит в потенциальную энергию, затем процесс повторяется последовательно по гидравлическому тракту: DC, CE, EF.

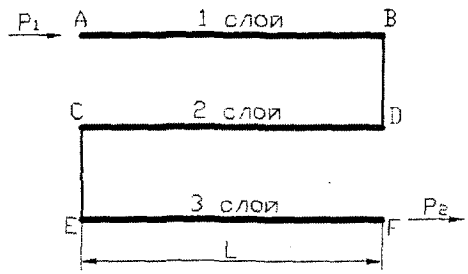


Рис. 3. Схема движения рабочего тела в новой опоре

Итак, теряемое давление затрачивается на: – преодоление гидравлического сопротивления по длине участка; – изменение кинетической энергии, связанное с изменением зазора по длине канала; – на увеличение кинетической энергии потока, обусловленное перестройкой профиля скорости на входном участке. В этом случае эпюра распределения давлений в несущем слое имеет вид (рисунок 4).

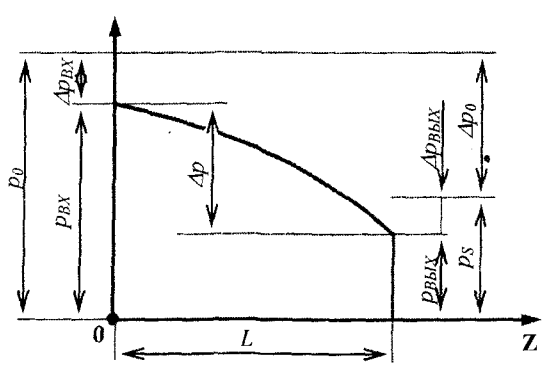


Рис. 4. Изменение давления по длине кольцевого канала

Из рисунка 4 видно, что потери давления на преодоление сопротивления трения $\Delta p = (p_0 - \Delta p_{BX}) - (p_S - \Delta p_{BЫХ})$, где Δp_{BX} – потери давления на входе в зазор; $\Delta p_{BЫХ}$ – восстановление давления с потерей выходной скорости.

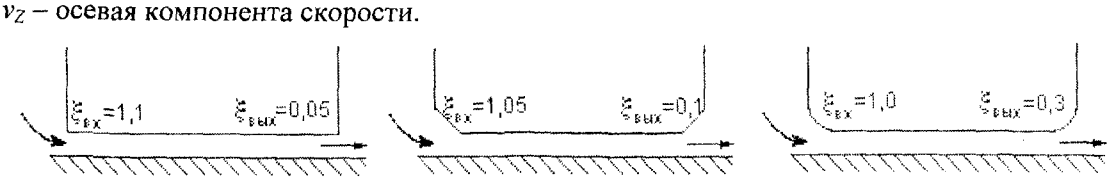
Для определения потерь на входе и выходе воспользуемся зависимостями, приведенными в работе [1]

$$\Delta p_{BX} = \xi_{BX} \cdot \frac{\rho \cdot \bar{v}_Z^2}{2}; \quad \Delta p_{BЫХ} = \xi_{BЫХ} \cdot \frac{\rho \cdot \bar{v}_Z^2}{2}, \qquad (1)$$

где ξ – коэффициенты местных потерь (на основании экспериментов могут принимать следующие значения представленные на рисунке 3, в зависимости от исполнения кромок [1]);

ρ – плотность жидкости;

v_Z – осевая компонента скорости.



а *б* *в*

Рис. 5. Значения коэффициентов местных потерь для различных форм кромок

В качестве исходного значения средней осевой компоненты скорости потока на входе в несущий слой примем ее величину, полученную без учета движения стенок и инерционных членов [1]

$$\bar{v}_Z = v_{ZS}.$$

Для ламинарного течения

$$v_Z = \frac{\Delta p \cdot h_0^2}{12 \cdot \mu \cdot l}. \qquad (2)$$

Для турбулентного течения

$$v_Z = 10 \cdot \left(\frac{\Delta p \cdot h_0^2}{\rho \cdot l} \right)^{0.5}, \qquad (3)$$

где v_Z – средняя осевая скорость в концентричном кольцевом зазоре h_0 (без учета входных потерь).

Распределение эпюры давления по длине гидравлического тракта представлено на рисунке 6.

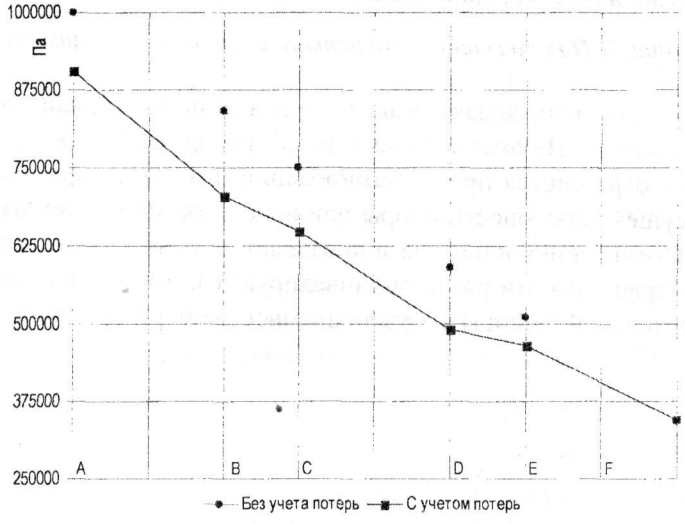
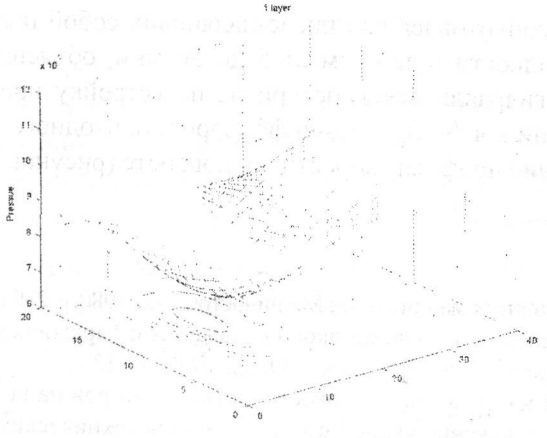
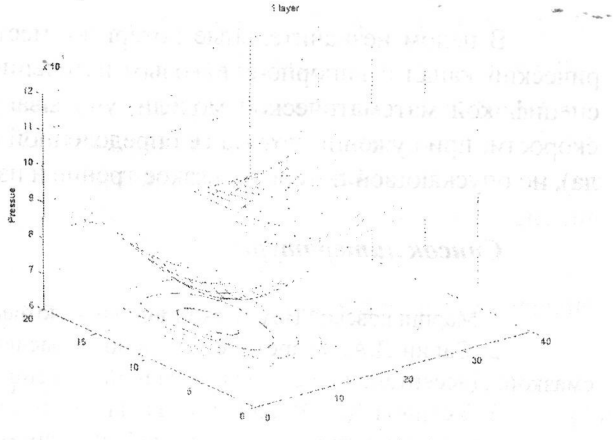


Рис. 6. Распределение давления по длине гидравлического тракта многоопорного подшипника скольжения

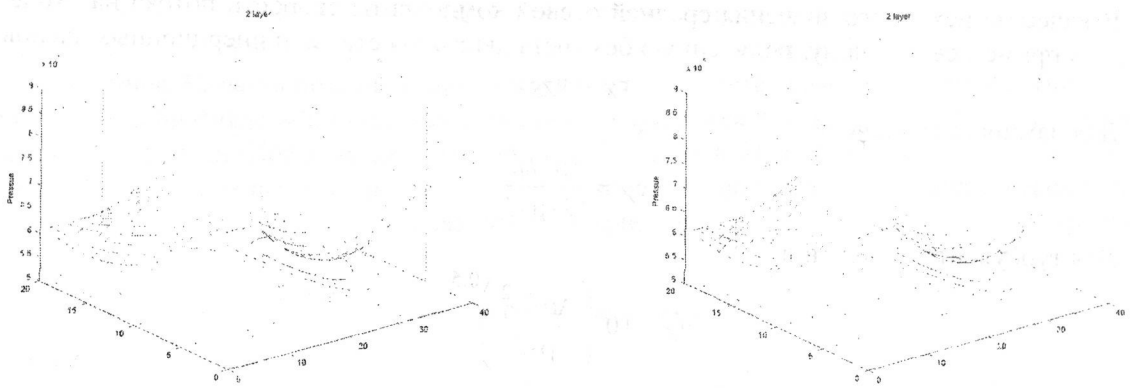
Определение полей давлений подшипника скольжения представляет собой краевую задачу решения уравнения Рейнольдса совместно с уравнением баланса энергий с учетом переменных теплофизических параметров, реализуемую численными методами в программной среде математического моделирования MathLab. Зная поле давлений можно определить основные интегральные характеристики многоопорного подшипника скольжения.



Грузоподъемность 601,73Н



Грузоподъемность 601,43Н



Грузоподъемность 430,66Н *Грузоподъемность 430,28Н*

а) без учета потерь на местных сопротивлениях ***б) с учетом потерь на местных сопротивлениях***

Рис. 7. Поля давлений для первого и второго несущих слоев

На рисунке 7 представлены характерные поля давлений для первого несущего слоя многоопорного подшипника скольжения. Незаметные, на первый взгляд, различия в представленных поверхностях более существенно отражаются при интегрировании. На невысоких частотах вращения (0-15000 об/мин) различия в несущей способности опоры при использовании математических моделей с учетом потерь на местных сопротивлениях и без учета проявляются наиболее отчетливо (до 0,15%), при дальнейшем росте частоты вращения эти различия нивелируются, что и отражено на рисунке 8, отражающем зависимость относительной разницы в грузоподъемности опоры при различных частотах вращения.

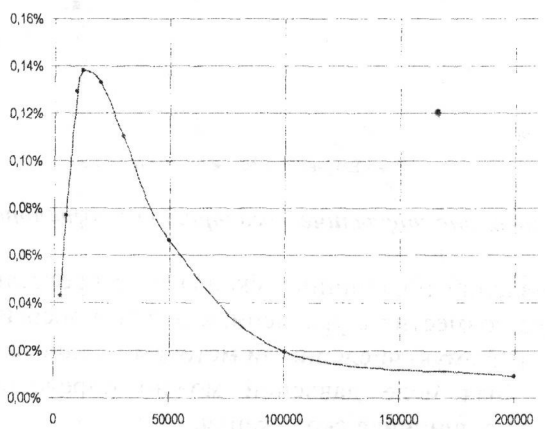


Рис. 8. Зависимость относительной разницы в грузоподъемности опоры при различных частотах вращения

В целом незначительные потери на местных сопротивлениях, представляющих собой цилиндрический канал с напорно-сдвиговым истечением жидкости и зазором от 5 до 50 мкм, объясняются спецификой математической модели, учитывающей гидравлические потери на перестройку профиля скорости, при сужении потока (в определенной степени конфузорность-диффузорность входного канала), но опускающей потери на вязкое трение и изменение профиля скорости на повороте (рисунок 2).

Список литературы

1. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.: ил.

2. Савин Л.А. Теоретические основы расчета и динамика подшипников скольжения с парожидкостной смазкой: Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. – Орел, 1998. – 352 с.

3. Устинов Д.Е. Влияние радиальных уплотнений на динамику высокоскоростных роторов на подшипниках скольжения с криогенной смазкой: Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. – Орел, 2001. – 282 с.

4. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. – М.: Машиностроение, 1982. – 135 с.: ил.

УДК 536.37:629.7.023

Сокотущенко В.Н., *ст. преподаватель кафедры «Динамика и прочность машин»*
Сытин А.В., *студент*
Чикулаев А.В., *студент*
г.Орел, тел. (0862) 419813

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОУПРУГОГО СОСТОЯНИЯ КРУГОВОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ ПРИ ПОДВИЖНЫХ УСЛОВИЯХ НАГРЕВА

Calculating experiment is used to study temperature changes in cylindrical shell layers and temperature changes rate in metal layer. Results of stresses calculation for different times and energetics characteristics. The mathematical formulation use of appropriate integral transforms the Laplace transforms.

Исследованию термоупругого состояния тонкостенных конструкций при смешанных условиях нагрева, когда на разных участках поверхности тела заданы различные условия нагрева, посвящены многочисленные публикации. В указанных работах, как правило, рассматривается напряженное состояние, вызываемое нестационарным распределением температуры без учета конечности скорости распространения тепла. Закон распределения поля температур определяется интегрированием параболического уравнения теплопроводности. В силу параболичности уравнения теплопроводности тепловой поток распределяется с бесконечно большой скоростью. Имеющиеся экспериментальные данные указывают на то, что при больших температурных градиентах параболическое уравнение себя не оправдывает. Гиперболическое уравнение теплопроводности в отличие от классического параболического применяется для изучения высокоинтенсивных нестационарных процессов [1-9]. В данной работе исследуется термоупругое состояние круговой цилиндрической оболочки при подвижных условиях нагрева с применением гиперболического уравнения теплопроводности, при этом уточнение, связанное с учетом конечности скорости распространения тепла учитывается в рассматриваемой задаче только по образующей цилиндра. С помощью метода преобразования Лапласа получены законы распределения температуры, напряженно-деформированного состояния и представлены результаты расчётов соответствующих параболической и гиперболической теориям термоупругости.

1. Постановка задачи и определение распределения поля температуры в оболочке с учетом конечности скорости распространения тепла.

Пусть в бесконечно длинной круговой цилиндрической оболочке, имеющей толщину h и радиус срединной поверхности R возникает нестационарное осесиметричное поле температуры T (см. рис. 1.), обусловленное конвективным теплообменом между внешней поверхностью оболочки омываемой средой имеющей температуру θ, а также внутренней поверхностью оболочки и двумя средами, температуры которых равны соответственно θ_1, θ_2; причем граница раздела двух сред перемещается с постоянной скоростью v. Требуется определить температуру, перемещения, деформации и напряжения, возникающие в стене цилиндрической оболочки в рамках параболической и гиперболической теорий термоупругости и провести их сравнительный анализ. Коэффициенты теплопередачи взаимодействующих с оболочкой сред обозначим соответственно через α_1, α_2, α;коэффициент линейного расширения материала оболочки – α_T.

В цилиндрической системе координат задача сводится к решению гиперболического уравнения теплопроводности

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T}{\partial r}\right)+r\frac{\partial^2 T}{\partial x_0^2}=\frac{r}{a}\left(\frac{\partial T}{\partial t}+\tau_r\frac{\partial^2 T}{\partial t^2}\right), \qquad (1)$$

где a – коэффициент температуропроводности материала оболочки;
τ_r – время релаксации

и следующим граничным и начальным условиям

$$\frac{\partial T}{\partial r} = -\frac{\alpha}{\lambda}(T-\theta) \quad \text{при} \quad r = R+\frac{h}{2},$$

$$\frac{\partial T}{\partial r} = -\frac{\alpha_1}{\lambda}(T-\theta_1) \quad \text{при} \quad r = R-\frac{h}{2}, \quad -\infty < x_0 < vt$$

$$\frac{\partial T}{\partial r} = -\frac{\alpha_2}{\lambda}(T-\theta_2) \quad \text{при } r = R-\frac{h}{2}, \quad vt < x_0 < \infty \qquad (2)$$

$$T = \theta_0, \quad \frac{\partial T}{\partial t} = 0 \quad \text{при} \quad t = 0,$$

где λ – коэффициент теплопроводности материала оболочки.

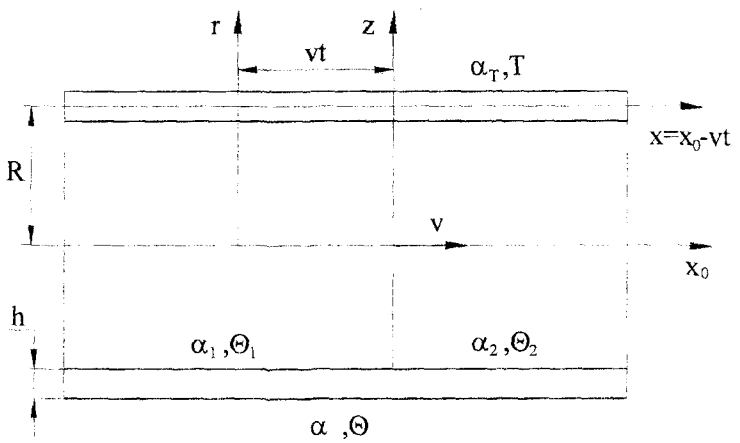


Рис. 1. Цилиндрическая оболочка

Для решения поставленной задачи предположим, что температура тонкостенного цилиндра по толщине постоянна. Оболочка разделяется на два участка: $-\infty < x < 0$; $0 < x < \infty$, а на границе раздела сред должны выполнятся условия стыковки. В подвижной системе координат: $x = x_0 - vt$, $z = z$ уравнения (1, 2) примут вид

при $-\infty < \eta < 0$:

$$\frac{\partial^2 T'}{\partial \eta^2} + v_0 \frac{\partial T'}{\partial \eta} - (j + j_1)T' + j\theta + j_1\theta_1 = \frac{\partial T'}{\partial \tau} + \tau_0 \frac{\partial^2 T'}{\partial \tau^2} \qquad (3)$$

$$T' = \theta_0, \quad \frac{\partial T'}{\partial \tau} = 0 \quad \text{при } \tau = 0,$$

при $0 < \eta < \infty$:

$$\frac{\partial^2 T''}{\partial \eta^2} + v_0 \frac{\partial T''}{\partial \eta} - (j + j_2)T'' + j\theta + j_2\theta_2 = \frac{\partial T''}{\partial \tau} + \tau_0 \frac{\partial^2 T''}{\partial \tau^2} \qquad (4)$$

$$T'' = \theta_0, \quad \frac{\partial T''}{\partial \tau} = 0 \quad \text{при} \quad \tau = 0,$$

$$\eta = \frac{x}{h} = \frac{x_0 - vt}{h}, \quad \tau = \frac{at}{h^2}; v_0 = \frac{vh}{a}; \quad \tau_0 = \frac{a\tau_r}{h^2}; j = \frac{\alpha h}{\lambda}; \quad j_1 = \frac{\alpha_1 h}{\lambda}; \quad j_2 = \frac{\alpha_2 h}{\lambda};$$

$$\theta' = \frac{j\theta + j_1\theta_1}{j + j_1}; \quad \theta'' = \frac{j\theta + j_2\theta_2}{j + j_2}; \quad f\left(\frac{\tau}{2\tau_0}\right) = \left(1 + \frac{\tau}{2\tau_0}\right)e^{-\frac{\tau}{2\tau_0}}.$$

Условия стыковки: $T' = T''$; $\frac{\partial T'}{\partial \eta} = \frac{\partial T''}{\partial \eta}$ при $\eta = 0$. Для решения уравнений (3, 4) применяется интегральное преобразование Лапласа. Выражения оригиналов температуры принимают вид:

– при $-\infty < \eta < 0$: $T' = \theta' - (\theta' - \theta_0) f + (\theta' - \theta'')(1 - f) \frac{\delta_2}{\delta_1 - \delta_2} e^{\delta_1 \eta}$,

– при $0 < \eta < \infty$: $T'' = \theta'' - (\theta'' - \theta_0) f + (\theta' - \theta'')(1 - f) \frac{\delta_1}{\delta_1 - \delta_2} e^{\delta_2 \eta}$. (5)

Из результатов расчета, можно сделать вывод о том, что максимальная разница в значении температуры в рассматриваемых двух случаях наблюдается на движущейся границе раздела сред в оболочке. Время в течение которого ошибка в определении температуры исходя из параболического уравнения теплопроводности не превышает 5% от значения температуры определяемой на основе гиперболического уравнения теплопроводности равно $\tau \approx 8\tau_0$.

2. Вычисление перемещений, деформаций, напряжений в оболочке с учетом релаксации градиента температуры.

Напряженно-деформированное состояние элемента цилиндрической оболочки, температура которой определяется из выражений (5), исследуем на основании классической теории оболочек Кирхгофа-Лява. Выражения длянапряжений примут вид:

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\nu^2}\left(\frac{du}{dx} - z\frac{d^2w}{dx^2} + \nu\frac{w}{R}\right) - \frac{E}{1-\nu}\alpha_T T;$$

$$\sigma_\theta = \frac{E}{1-\nu^2}\left(\frac{w}{R} + \nu\frac{du}{dx} - \nu z\frac{d^2w}{dx^2} + \right) - \frac{E}{1-\nu}\alpha_T T,$$

где u, w – перемещения точек срединной поверхности оболочки соответственно вдоль образующей и радиуса;

E – модуль Юнга;

ν – коэффициент Пуассона.

Пренебрегая инерционными членами в уравнениях движения, получим уравнения для определения радиального перемещения, в квазистатической постановке

$$\frac{d^4w}{d\eta^4} + 4\beta^4 w = \frac{12(1-\nu^2)h^2\alpha_T T}{R};\ \beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)h^2}{R^2}},\ \eta = \frac{x}{h} = \frac{x_0 - vt}{h}.$$

В соответствии с методом решения задачи, для радиального перемещения оболочки w удовлетворяющего условию ограниченности w при $\eta \to -\infty, \infty$ имеем соответственно для I и II участков оболочки

$$-\infty < \eta < 0: \quad w' = e^{\beta\eta}(A_1 \cos\beta\eta + A_2 \sin\beta\eta) + \frac{12(1-\nu^2)h^2\alpha_T}{R}\left[\frac{\theta' - (\theta' - \theta_0)f}{4\beta^4} + \frac{(\theta' - \theta'')(1-f)\delta_2}{(\delta_1 - \delta_2)(4\beta^4 + \delta_1^4)} e^{\delta_1\eta}\right],$$

$$0 < \eta < \infty: \quad w'' = e^{-\beta\eta}(A_3 \cos\beta\eta + A_4 \sin\beta\eta) + \frac{12(1-\nu^2)h^2\alpha_T}{R}\left[\frac{\theta'' - (\theta'' - \theta_0)f}{4\beta^4} + \frac{(\theta' - \theta'')(1-f)\delta_1}{(\delta_1 - \delta_2)(4\beta^4 + \delta_2^4)} e^{\delta_2\eta}\right].$$

Постоянные интегрирования, входящие в решение уравнений определялись из условий равенства перемещений, углов поворота, изгибающих моментов и перерезывающих сил на подвижной границе раздела сред взаимодействующих с оболочкой: $\frac{d^\alpha w'}{d\eta^\alpha} = \frac{d^\alpha w''}{d\eta^\alpha}$ при $\eta = 0; (\alpha = 1,2,3)$. Выражения усилий для I и II участков оболочки соответственно примут вид

при $-\infty < \eta < 0$:

$$N_\theta \frac{Eh}{R}\left[e^{\beta\eta}(A_1\cos\beta\eta + A_2\sin\beta\eta) - \frac{e^{\delta_1\eta}\alpha_T C\delta_2}{4(\delta_1-\delta_2)(4\beta^4+\delta_1^4)}\left(\frac{\delta_1}{\beta}\right)^4\right],$$

$$M_x' = \frac{D}{h^2}\left[2\beta^2 e^{\beta\eta}(A_1\sin\beta\eta + A_2\cos\beta\eta) - \frac{e^{\delta_1\eta}\alpha_T C\delta_1^2\delta_2}{(\delta_1-\delta_2)(4\beta^4+\delta_1^4)}\right], \quad M_\theta' = \nu M_x'.$$

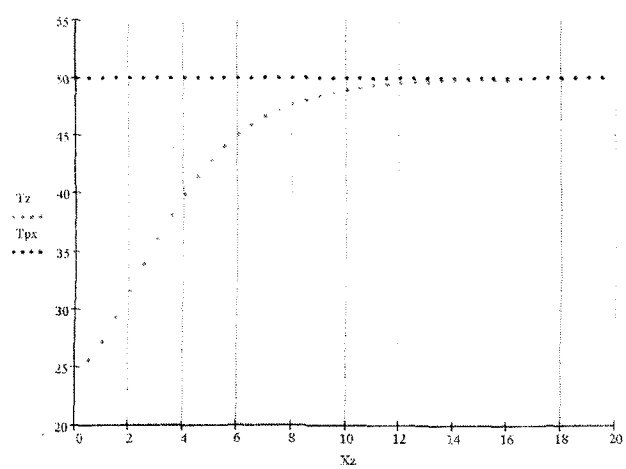
при $0 < \eta < \infty$

$$N_\theta'' = \frac{Eh}{R}\left[e^{-\beta\eta}(A_3\cos\beta\eta + A_4\sin\beta\eta) - \frac{e^{\delta_2\eta}\alpha_T C\delta_1}{4(\delta_1-\delta_2)(4\beta^4+\delta_2^4)}\left(\frac{\delta_2}{\beta}\right)^4\right],$$

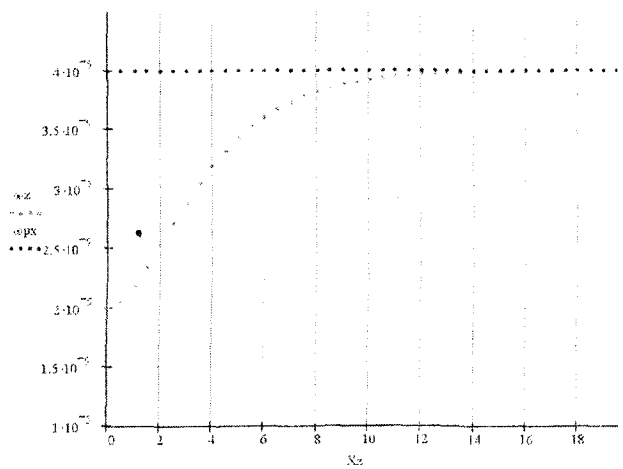
$$M_x'' = -\frac{D}{h^2}\left[2\beta^2 e^{-\beta\eta}(A_3\sin\beta\eta - A_4\cos\beta\eta) + \frac{e^{\delta_2\eta}\alpha_T C\delta_2^2\delta_1}{(\delta_1-\delta_2)(4\beta^4+\delta_2^4)}\right], \quad M_\theta'' = \nu M_x''.$$

$D = \dfrac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ – цилиндрическая жесткость.

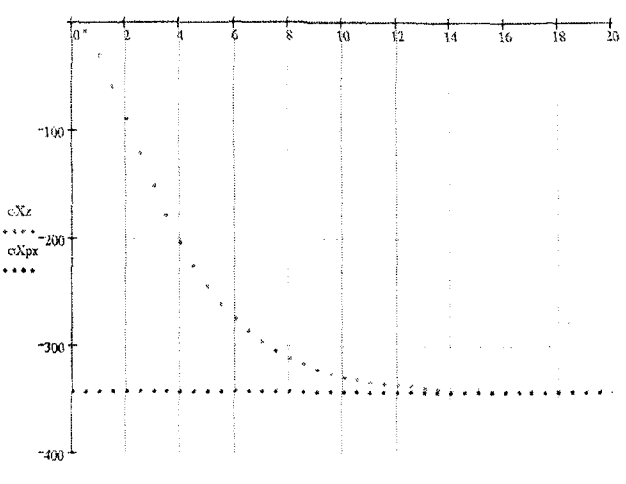
Напряжения $\sigma_x = \dfrac{12M_x z}{h^3}$, $\sigma_\theta = \dfrac{N_\theta}{h} + \dfrac{12M_\theta z}{h^3}$.



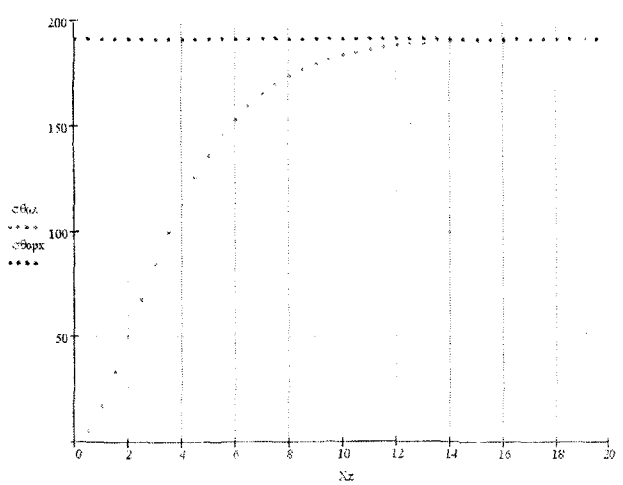
Зависимость температуры (T, °C) оболочки от времени в сечении соответствующем движущейся границе нагрева



Зависимость прогиба (w,м) оболочки от времени в сечении соответствующем движущейся границе нагрева



Зависимость осевого напряжения(σ_x,Па) от времени в сечении соответствующем движущейся границе нагрева



Зависимостьокружногонапряжения(σ_θ,Па) от времени в сечении соответствующем движущейся границе нагрева

$Xz = \frac{t}{t_r}$ – отношение времени нагрева t к промежутку времени релаксаци и τ_r.

Список литературы

1. Коваленко А.Д., Карнаухов В.Г., Козлов В.И. Динамические задачи термоупругости и термовязкоупругости // Тепловые напряжения в элементах конструкций. – 1973. – Вып.13. – С. 3-11.

2. Лыков А.В. Теория теплопроводности. М.: Высшая школа, 1967. – 599 с.

3. Мотовиловец И.А. Термонапряженное состояние ортотропной пластины при смешанных условиях нагрева // Тепловые напряжения в элементах конструкций. – 1969. – Вып.8. – С. 24-34.

4. Навал И.К., Сабодаш П.Ф. Численное решение динамической связной задачи термоупругости для слоя с учетом конечной скорости распространения тепла. Изв. АН СССР, МТТ. – 1976. – №4.

5. Новацкий В. Динамические задачи термоупругости. – М.: Мир, 1970. – 256 с.

6. Новожилов В.В., Черных К.Ф., Михайловский Е.И. Линейная теория тонких оболочек. – Л.: Политехника, 1991. – 655 с.

7. Подстригач Я.С. Коляно Ю.М. Обобщенная термомеханика. Киев: Наукова думка, 1976. – 310 с.

8. Смирнов В.Н. О связи между решениями обобщенной и классической термомеханики твердого деформируемого тела // ИФЖ. – 1983. – № 4. – С. 646-651.

9. Vernotte P. Les paradoxes de la theorie continue leguation de la chaleur // C. R.Hebd.Seanc.Aead.Sci. – 1958. – Paris. – Vol.246. – № 22. – P. 3154-3155.

ВИБРОЗАЩИТНЫЕ СИСТЕМЫ

УДК 62-752. 001. 573: 658. 345

Прокопов Е.Е., *старший преподаватель кафедры «Динамика и прочность машин» г.Орел, тел. (0862) 416097; e-mail: arisha@orel.ru*

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРИОДИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ КОЛЕБАНИЙ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ С ИМПУЛЬСНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ЖЕСТКОСТИ

The general questions of protection of machines from vibrations, tendency and prospect of development controlled protection against vibrations, feature of systems with the explosive characteristics restoring forces are considered. Some patent systems engineering of protection from vibrations with indirect control created by the authors for last years are resulted.

При выполнении основных технологических операций операторы машинно-тракторных агрегатов и дорожно-строительных машин подвергаются воздействию интенсивных случайных колебаний. Основные трудности, связанные с виброзащитой рабочего места оператора, возникают, как правило, при гашении низкочастотных колебаний, формирующихся на остове машины в месте крепления сиденья. При этом вертикальные составляющие колебаний выделяются как наиболее интенсивные по сравнению с горизонтальными и угловыми [1].

Рядом авторов [2, 3] отмечается, что уровни вертикальных низкочастотных случайных колебаний на рабочем месте водителей превышают допустимые значения, установленные действующими санитарными нормами [4]. Вероятностная оценка колебательного процесса в целом по среднеквадратическим величинам ускорений показывает, что уровень колебаний на серийных сиденьях, как правило, выше уровня пола кабины. Это, прежде всего, связано с тем, что применяемые сиденья, как правило, представляют собой виброзащитные устройства на пассивных неуправляемых элементах и проектируются по общепринятым стандартам – «классической» схеме: «пружина – демпфер». Они просты по конструкции и могут состоять из одного упругого элемента, упругого элемента с демпфером, комбинации упругих элементов, демпфера и инерционных масс.

Общеизвестно о противоречиях, возникающих при проектировании таких устройств. В первую очередь это касается выбора приемлемых габаритов. Пассивные системы виброзащиты, обеспечивая снижение вибрации в зарезонансной зоне, должны иметь при низкочастотном возмущении 1-3 Гц динамический ход подвески не менее 276 мм. Естественно, что подвеска с таким ходом создаст определенные неудобства в управлении машиной. Кроме того, при широкополосных по частоте вибровоздействиях диссипативные свойства подвески (при постоянном относительном демпфировании 0,3-0,35 для унифицированного тракторного сиденья и 0,47 или 0,68 для унифицированного сиденья дорожно-строительных машин) не позволяют избежать резонансных явлений.

Совершенствование серийно выпускаемых сидений и разработка опытных образцов новых сидений, отражает основные научные направления и различные подходы решения проблем виброзащиты.

При разработке новых средств виброзащиты наблюдается упрощенный подход к рассматриваемой проблеме, выражающийся в односторонних конструктивных решениях, не учитывающих всей совокупности факторов, влияние которых может иметь решающее значение на эффективность виброзащиты. Комплексное решение задачи возможно только на основе перехода от пассивных систем виброзащиты к управляемым, организующим работу восстанавливающих, диссипативных и инерционных сил по принципу оптимального компенсационного воздействия.

Анализ результатов патентного поиска и литературных источников показал, что в настоящее время особое внимание уделяется разработке и реализации систем с непрямым управлением [5], и в

частности систем с импульсным управлением жесткости упругого элемента.

Первый опыт практического применения виброзащитных систем с непрямым импульсным управлением жесткости упругого элемента [6] показал, что при соответствующих алгоритмах управления в режиме «включить – выключить» они существенно эффективнее и надежнее традиционно используемых средств виброзащиты.

Использование переключателей жесткости упругих элементов позволяет системе формировать восстанавливающие силы по принципу активного воздействия и осуществить «перевод» соответствующих виброзащитных систем в разряд управляемых. При этом предельные варианты виброзащиты достигаются только при оптимальных параметрах прерывистой восстанавливающей силы, «имитирующей» компенсационное воздействие по типу активных систем [7].

В случае реализации режима переключений жесткости несущего упругого элемента (см. рис.1) скачкообразное изменение жесткости с малой величины на большую происходит при неизменной величине восстанавливающей силы. Это означает, что формируемое компенсационное воздействие не имеет разрывов и эффективность виброзащиты ограничивается выбором алгоритма управления и регулятора жесткости.

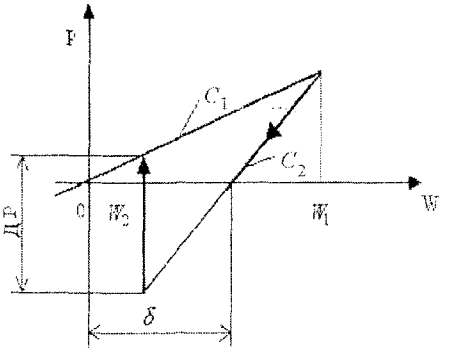


Рис. 1. Диаграмма работы несущего упругого элемента в процессе импульсного управления жесткости

При рассмотрении возможности задания оптимального компенсационного воздействия посредством восстанавливающих сил необходимо учитывать влияние упругих дополнительных элементов, подключаемых в результате непрямого импульсного управления «параллельно» несущему упругому элементу, и, то обстоятельство, что восстанавливающие силы зависят как от относительного смещения, так и от эффекта позиционирования.

Для достижения оптимального управления необходимо, чтобы восстанавливающая сила изменялась ступенчато, с отличными от нуля «пороговыми» значениями [8].

При наличии устройств позиционирования на основе дополнительных упругих элементов, включаемых в структуру виброзащитной системы, открываются новые возможности улучшения динамических свойств. Разно направленность деформирования несущих и дополнительных упругих элементов на соответствующих интервалах позволяет организовать управляемый процесс накопления потенциальной энергии и возвращения ее в систему с положительным эффектом, что, в свою очередь, создает предпосылки для осуществления активного способа управления жесткостью упругих элементов.

На рис. 2 представлена базовая модель виброзащитной системы с устройством позиционирования дополнительного упругого элемента.

Импульсное управление жесткости упругого элемента такой системы заключается г периодическом включении в работу дополнительного упругого элемента. При таком способе управления жесткость упругого звена системы не может быть меньше жесткости c_1 несущего упругого элемента. Кроме того, как видно из диаграммы работы упругого звена (см. рис. 3), непосредственно в момент переключения с малой жесткости c_1 на большую c_2 величина восстанавливающей силы изменяется скачком, при этом происходит изменение положения статического равновесия всей системы на величину смещения

$$\delta = (\nu - 1) \cdot \nu^{-1} \cdot w_1 + \frac{\xi_0 \cdot c_Д}{c_2}, \qquad (1)$$

где δ – смещение положения статического равновесия;

$c_2 = c_1 + c_Д$; $\nu = \frac{c_2}{c_1}$ – соотношение жесткостей;

$w_1 = x_1 - y_1$ – деформация упругого звена в момент переключения с малой жесткости на большую.

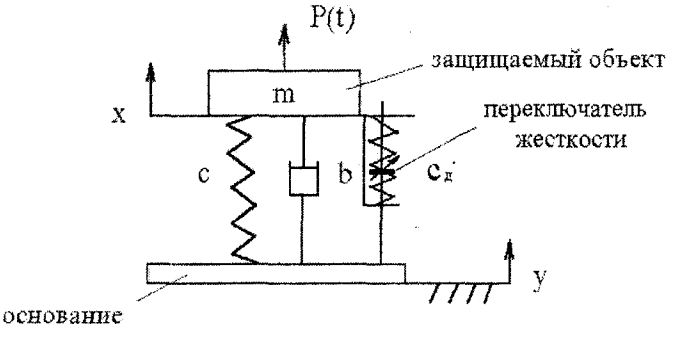


Рис. 2. Модель виброзащитной системы с устройством позиционирования дополнительного упругого элемента:

c – жесткость несущего упругого элемента; b – вязкое сопротивление;
$c_д$ – жесткость дополнительного упругого элемента

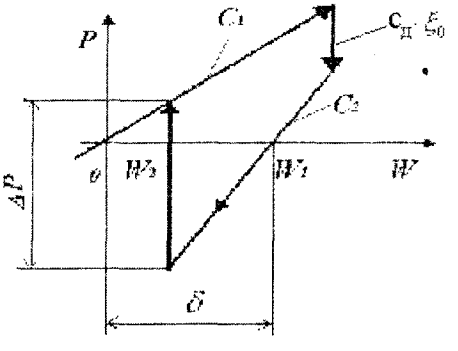


Рис. 3. Диаграмма работы упругого звена виброзащитной системы с усройством позиционирования дополнительного упругого элемента

В процессе обратного переключения с большей жесткости c_2 на малую c_1 происходит скачкообразное изменение восстанавливающей силы на величину

$$\Delta P = (w_1 - w_2) \cdot (\nu - 1) \cdot c_1 + \xi_0 \cdot c_Д, \qquad (2)$$

где $w_2 = x_2 - y_2$ – деформация рабочей части упругого элемента в момент переключения с большей жесткости на малую.

При этом, естественно, высвобождается энергия (ΔE), величина которой определяется следующим выражением

$$\Delta E = -0.5 \cdot (\nu - 1) \cdot (w_1 - w_2)^2 \cdot c_1 + c_Д \cdot \xi_0 \cdot (w_1 - w_2) \qquad (3)$$

Исследуем динамические свойства виброзащитной системы с устройством позиционирования дополнительного упругого элемента.

В режиме вынужденных колебаний движение защищаемого объекта массы *m* такой виброзащитной системы при кинематическом возмущении вида

$$y = y_0 \sin \omega t,$$

где y_0, ω – амплитуда и частота колебаний подвижного основания, может быть описано дифференциальным уравнением

$$\begin{cases} m\ddot{x} + b(\dot{x} - \dot{y}) + c(x - y) + Q = 0, \ \textit{где} \\ c = \begin{cases} c_1 & \textit{при} \quad U_y = U_1; \\ c_2 & \textit{при} \quad U_y = U_2 \end{cases} \\ Q = \begin{cases} 0 & \textit{при} \quad U_y = U_1; \\ \dfrac{(\nu - 1)}{\nu} c_2 w_n + c_Д \cdot \xi_0 \cdot sign(\dot{x}) & \textit{при} \quad U_y = U_2. \end{cases} \end{cases} \tag{4}$$

Здесь Q – дополнительная составляющая восстанавливающей силы, реализуемая в процессе включения в работу дополнительного упругого элемента; U_y – управляющая функция; U_1, U_2 – значения управляющей функции; $c_2 = c_1 + c_Д$ – наибольшая жесткость виброзащитной системы; $\nu = \dfrac{c_2}{c_1}$ – соотношение жесткостей; $w_n = y_n - x_n$ – деформация виброзащитной системы в момент переключения с меньшей жесткости на большую; ξ_0 – величина предварительной деформации дополнительного упругого элемента.

При работе в режиме вынужденных колебаний, согласно [9], наиболее оптимальным является алгоритм переключения жесткости в виде следующей управляющей функции

$$U_y = \begin{cases} U_1 & \textit{при} \quad \dot{x}(\dot{x} - \dot{y}) < 0; \\ U_2 & \textit{при} \quad \dot{x}(\dot{x} - \dot{y}) > 0, \end{cases} \tag{5}$$

где $\dot{x}, \dot{x} - \dot{y}$ – абсолютная и относительная скорость защищаемого объекта.

Решая уравнение (1) с учетом (2) получим зависимости амплитудных значений перемещения и деформации (относительного перемещения) виброзащитной системы от частотного отношения $\eta = \dfrac{\omega}{k}$ при постоянной величине относительного коэффициента демпфирования $\varepsilon = 0.3$. Здесь $k = \sqrt{\dfrac{c}{m}}$ – собственная частота; $n = \dfrac{b}{2 \cdot m}$ – коэффициент демпфирования; $\varepsilon = \dfrac{n}{k}$.

На рисунке 4 и 5 приведены графики амплитудо-частотных характеристик (АЧХ) пассивной и управляемой виброзащитных систем.

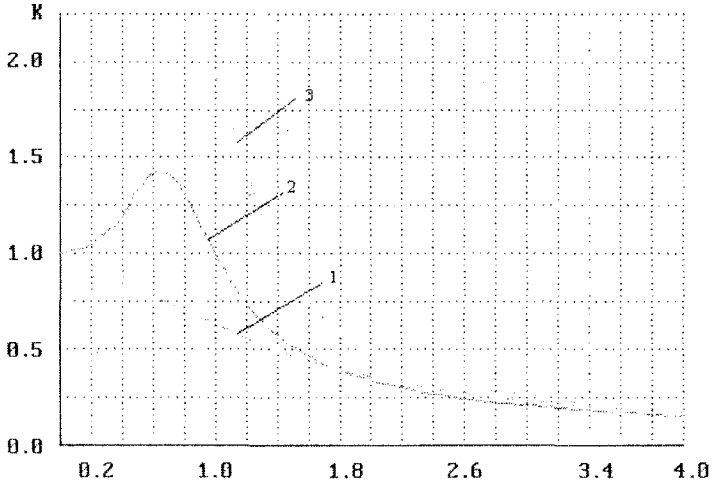


Рис. 4. АЧХ (по перемещению) виброзащитной системы

1 – с устройсвом позиционирования дополнительного упругого элемента;
2 – с импульсным управлением жесткости несущего упругого элемента;
3 – пассивной виброзащитной системы

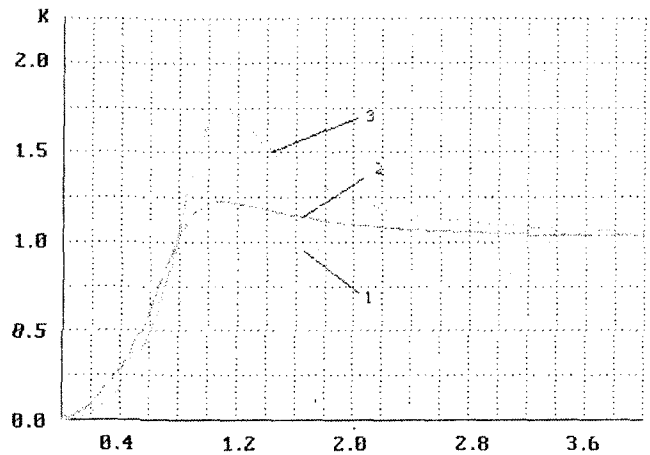


Рис. 5. АЧХ (по деформации) виброзащитной системы

1 – с устройсвом позиционирования дополнительного упругого элемента;
2 – с импульсным управлением жесткости несущего упругого элемента;
3 – пассивной виброзащитной системы

Как видно из графиков, кривая 1 монотонно убывает, что свидетельствует об отсутствии резонансных явлений. Значения ординат АЧХ на резонансных частотах составляют: по перемещению – 0.8; по деформации – 0.75, что в 2-2.5 раза ниже соответствующих значений коэффициентов динамичности для пассивных систем (кривая 3). В этом плане, уменьшение деформации несущего упругого элемента указывает на возможность существенного ограничения динамического хода виброзащитной системы, а уменьшение амплитуды перемещения объекта свидетельствует о снижении уровня самих колебаний. Кроме того, ординаты АЧХ виброзащитных систем с устройством позиционирования дополнительного упругого эсемента в резонансной полосе частот по сравнению с аналогичными ординатами АЧХ (кривая 2), полученными для виброзащитных систем с импульсным управлением жесткости несущего упругого элемента, уменьшаются на 40...50%, что явно свидетельствует об эффективности первых.

На основания проведенных исследований можно сделать вывод о преимущество виброзащитных систем с импульсным управлением жесткости, как несущего упругого элемента, так и дополнительного, над традиционно используемыми пассивными средствами виброзащиты. Причем виброзащитным системам с устройством позиционирования дополнительного упругого эсемента отдается предпочтение, как наиболее эффективным и перспективным. Дальнейшее изучение, совершенствования и внедрения упругих звеньев с непрямым импульсным управлением в подвесках сидений транспортных средств технологического назначения позволит уменьшить динамический ход и габариты подвески, снизить уровень колебаний на рабочем месте оператора и обеспечит достижение международных норм по показателям вибробезопасности труда.

Список литературы

1. Чупраков Ю.И. Гидравлические системы защиты человека-оператора от общей вибрации. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.

2. Оценка вертикальных колебаний колесных тракторов / Б.И. Кальченко, Н.М. Кириенко, Е.Н. Резников, Н.А. Дорошенко // Тракторы и сельхозмашины. – 1985. – № 10. – С. 17-19.

3. Коробейников А.Т., Лихачев В.С., Шолохов В.Ф. Испытания сельскохозяйственных тракторов. – М.: Машиностроение, 1985. – 239 с.

4. Система стандартов безопасности труда. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. ГОСТ 12.2.019-86. – М.: Стандарт, 1986. – 18 с.

5. Чернышев В.И. Разработка основ классификации виброзащитных систем с импульсным управлением. // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – № 4. – С. 11–13.

6. Чегодаев Д.Е., Шатилов Ю.В. Управляемая виброизоляция. – Самара, 1995. – 144 с.

7. Прокопов Е.Е., Чернышев В.И. Динамика виброзащитных систем при прерывистом силовом возмущении. – Научные труды Орел ГТУ. – Том 13. – Орел, 1998. – С.135-138.

8. Троицкий В.А. Оптимальные процессы колебаний механических систем. – Л.: Машиностроение (Ленинградское отделение), 1976. – 248 с.

9. Двухкамерный пневматический амортизатор: А.С. RU 2139458 С1 / Е.Е. Прокопов, В.И. Чернышев. // Бюл. изобр. – № 28. – 1999.

УДК 001.891.573: 687.052

Демидова Н.А., *инженер*
Чернышев В.И., *докт. техн. наук, профессор кафедры «Динамика и прочность машин»*
г.Орел, тел. (0862) 419846; e-mail: chern@ostu.ru

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЗКИ РУЧНОЙ МАШИНЫ

Observing the mathematical description of power interaction in the system «crank drive – resilient mounting» of manual machine for cutting the cloth.

Упругая опора ручной машины представлена на рисунке 1 в виде консоли, на конце которой закреплена масса m [1]. При известной изгибной жесткости EJ консоли и горизонтальной составляющей силового взаимодействия $P_y(t)$ между кривошипно-шатунным приводом (рисунок 2) и корпусом ручной машины рассчитываются параметры локальной вибрации, передаваемой на руки оператора [2, 3].

Для описания движения трех основных элементов кривошипно-шатунного привода (рисунок 3) примем три обобщенные координаты $q \Rightarrow (\varphi, \psi, x)$.

В этом случае будем иметь два уравнения связей

$$f_1 \Rightarrow r\sin\varphi - \ell\sin\psi = 0; \tag{1}$$

$$f_2 \Rightarrow r\cos\varphi + \ell\cos\psi + x - r - \ell = 0, \tag{2}$$

и, соответственно, три уравнения Феррерса [4], описывающих динамику кривошипно-шатунного привода

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i + \sum_{j=1}^{2}\lambda_j\frac{\partial f_j}{\partial q_i}, \quad (i = 1, 2, 3). \tag{3}$$

В уравнениях (1)-(3) приняты следующие обозначения:

$Q_1 = M_d - m_1 g h_1 \sin\varphi$, $Q_2 = m_2 g h_2 \sin\psi$, $Q_3 = -m_3 g$ – обобщенные силы;

$T = \frac{1}{2}J_1\dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{x}^2 + \frac{1}{2}J_2\dot{\psi}^2 - m_2 h_2 \dot{x}\dot{\psi}\sin\psi + \frac{1}{2}m_3\dot{x}^2$ – кинетическая энергия;

λ_i – множители Лагранжа;

$\frac{\partial f_j}{\partial q_i}$ – частные производные от уравнений связей.

При совместном решении уравнений (1)-(3) определяются обобщенные координаты и множители Лагранжа.

Момент сил реакций связей для кривошипа

$$M_\varphi = \sum_{j=1}^{2}\lambda_j\frac{\partial f_j}{\partial \varphi}. \tag{4}$$

Если пренебречь обобщенными силами от веса элементов кривошипно-шатунного привода и учесть, что значение угла $\psi \approx 0$, то из уравнений связей (1) и (2) получим

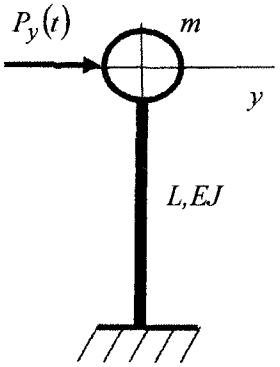


Рис. 1.

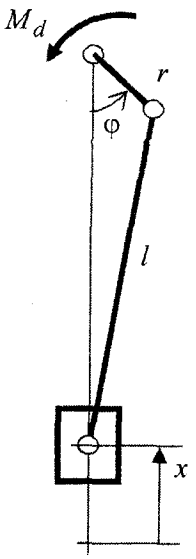


Рис. 2.

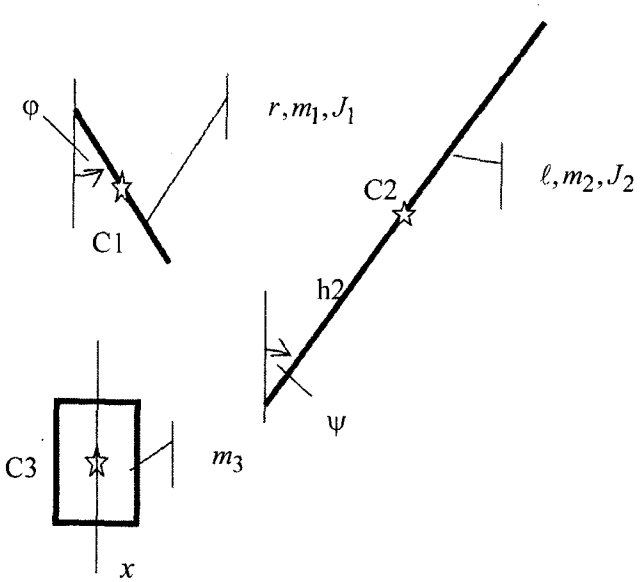


Рис. 3.

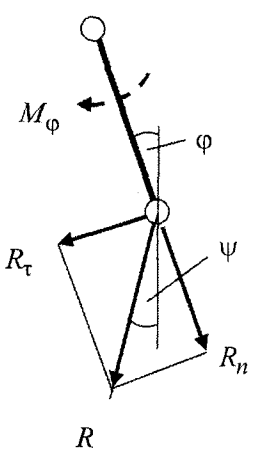


Рис. 4.

$$\dot{\psi} = \frac{r}{\ell}\dot{\varphi}\cos\varphi; \tag{5}$$

$$\ddot{\psi} = \frac{r}{\ell}\left(\ddot{\varphi}\cos\varphi - \dot{\varphi}^2\sin\varphi\right). \tag{6}$$

$$\dot{x} = r\dot{\varphi}\sin\varphi\,. \tag{7}$$

$$\ddot{x} = r\left(\ddot{\varphi}\sin\varphi + \dot{\varphi}^2\cos\varphi\right). \tag{8}$$

Аналогично преобразуется и формула (4)

$$M_\varphi = \ddot{\varphi}\left[(m_2+m_3)r^2(\sin\varphi)^2 + J_2\left(\frac{r}{\ell}\right)^2(\cos\varphi)^2\right] + \frac{\dot{\varphi}^2}{2}\sin 2\varphi\left[(m_2+m_3)r^2 - J_2\left(\frac{r}{\ell}\right)^2\right]. \tag{9}$$

Как видно, существенное уменьшение момента сил реакций связей обеспечивается, когда

$$(m_2 + m_3)r^2 = J_2\left(\frac{r}{\ell}\right)^2. \quad (10)$$

В соответствии со схемой действующих на кривошип сил реакций (рисунок 4) имеем

$$R_\tau = \frac{M_\varphi}{r}. \quad (11)$$

$$R_n = \frac{R_\tau}{tg(\varphi + \psi)}. \quad (12)$$

Горизонтальная составляющая силового взаимодействия $P_y(t) = R_n \sin\varphi$. Отсюда, учитывая соотношения (1), (11) и (12), получим

$$P_y(t) \approx \frac{M_\varphi \sin\varphi}{r \cdot tg\left(\varphi + \frac{r}{\ell}\sin\varphi\right)}. \quad (13)$$

Теперь, для расчета установившиеся вынужденные колебания «массы m на консольной опоре» (рисунок 1) можно воспользоваться дифференциальным уравнением [5]

$$m\ddot{y} + \frac{3EJ}{L^3}y = P_y(t). \quad (14)$$

Это позволяет, в первом приближении, исследовать динамические процессы в системе «корпус – упругая опора» ручной машины и оценить, в частности, вибрационные нагрузки, которые передаются на руки оператора.

Список литературы

1. Вибрация в технике: Справочник. Т. 6. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.

2. Гольдштейн Б.Г., Быховский И.И. Основы конструирования вибробезопасных ручных машин. – М.: Машиностроение, 1982. – 224 с.

3. Вальщиков Н.П., Зайцев Б.А., Вальщиков Ю.Н. Расчет и проектирование машин швейного производства. – Л.: Машиностроение, 1972. – 344 с.

4. Кильчевский Н.А. Курс теоретической механики. Т. 2. – М.: Наука, 1977. – 544 с.

5. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1972. – 416 с.

УДК 519.876.2: 62-752.2

Фоминова О.В., *канд. техн. наук, доцент кафедры «Теоретическая и прикладная механика»*
Чернышев В.И., *докт. техн. наук, профессор кафедры «Динамика и прочность машин»*
г.Орел, тел. (0862) 419846; e-mail: chern@ostu.ru

УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССОМ ДЕМПФИРОВАНИЯ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМ

The process of forming of the optimum dissipative forces on the principle of active compensation is researched. It is shown, that the controlled damper, waking in the regime of «switch on – switch off», helps to eliminate the resonance effects.

По аналогии с системами автоматического управления [1, 2] управление в системах виброзащиты можно подразделить по признаку «прямого и непрямого действия».

Прямое управление воздействует непосредственно на защищаемый объект и является по существу компенсационным воздействием. Данное управление реализуют активные виброзащитные системы.

Непрямое управление воздействует на элементы или отдельные структуры системы, т.е. ока-

зывает опосредствованное влияние на движение защищаемого объекта через параметры системы [3, 4].

С точки зрения современных представлений системотехники и концепции управления [5] каждое проявление нелинейности формально рассматривается как некоторое непрямое управление. Это дает основание использовать общие подходы и аппарат теории управления при изучении сильно нелинейных систем. В этой связи особый интерес представляют результаты исследований систем с разрывными нелинейностями. Однако основные научные результаты в данной области получены в «чисто» математических работах [6]. Анализ этих работ позволяет утверждать, что разрывные нелинейности, которые можно соотнести со скачкообразным изменением диссипативных сил, определяют необходимые условия оптимальности непрямого импульсного управления процессом демпфирования.

Известно, что снижение амплитуд колебаний защищаемого объекта в области низких и резонансных частот обеспечивается при относительно большой интенсивности демпфирования, а в области высоких частот – при малой интенсивности демпфирования. Данное свойство перенастраиваемых колебательных систем было использовано при разработке способа непрямого управления демпфированием в амплитудно-частотной области [7]. Согласно этому способу вначале определяется «представительная» полоса частот, а затем с помощью исполнительного органа увеличивается или уменьшаются интенсивность демпфирования. Разработке конструкций демпферов, работающих по данному принципу, придается большое значение. Здесь можно сделать ссылку на ряд изобретений [8, 9]. Тем не менее, в результате периодического переключения демпфирования, система настраивается на определенный диапазон частот, что при широкополосном воздействии означает оптимизацию в среднем по показателям амплитудно-частотной модуляции.

В рамках другого научного направления исследовались возможности управления диссипативными силами по принципу активного воздействия в плане амплитудно-фазовой модуляции демпфированием [10, 11, 12, 13]. Доказано, что оптимальная модуляция определяет процесс прерывистого демпфирования. В этом случае, демпферы по существу являются системами с непрямым импульсным управлением, поскольку энергия от внешнего источника потребляется только в моменты переключения демпфирования. Результаты экспериментальных исследований и моделирования показывают, что демпферы прерывистого действия почти полностью воспроизводят реакции систем активного подавления колебаний за счет соответствующей перенастройки параметров демпфирования в амплитудно-частотной области. Процесс чередования включения демпфера в работу и выключения его из работы происходит всякий раз, как только изменяются отслеживаемые априорные ситуации, которые выражаются через кинематические параметры (перемещение, скорость, ускорение). Можно указать на соответствующие конструкции демпферов, выполненных на уровне изобретений [14-17] и реализующих различные варианты прерывистого демпфирования. Часть из них [14, 15] осуществляет переключение демпфирования по опорным сигналам путем отслеживания априорных ситуаций связанных с изменением компонент системы в относительном движении. Общий случай управления процессом демпфирования имеем тогда, когда в конструкции демпферов [16, 17] используются электронные средства, необходимые для отслеживания априорных ситуаций связанных с изменением компонент состояния системы в абсолютном движении (как, впрочем, и относительного движения).

На рисунках 1 и 2 приведены типовые (по функциональным признакам) схемы вышеозначенных демпферов прерывистого действия.

Гидравлический демпфер [14] (рисунок 1) содержит резервуар 1, закрепляемый на основании (источнике кинематического возмущения), цилиндр 2, два клапана 3 и 4, шток 5, закрепляемый на защищаемом объекте, поршень 6 и дросселирующий элемент 7, причем в средней части цилиндра выполнены два радиальных отверстия 8 и 9.

Если скорость защищаемого объекта превышает скорость основания при их движении в одном направлении, или, если они движутся в противоположные стороны, то дросселирующий элемент 7 включен в работу и на защищаемый объект действует диссипативная сила, уменьшающая его скорость.

Если же скорость защищаемого объекта меньше скорости основания при их движении в одном направлении, то дросселирующий элемент 7 выключен из работы и, тем самым, исключаются ситуации, когда диссипативная сила увеличивает скорость защищаемого объекта.

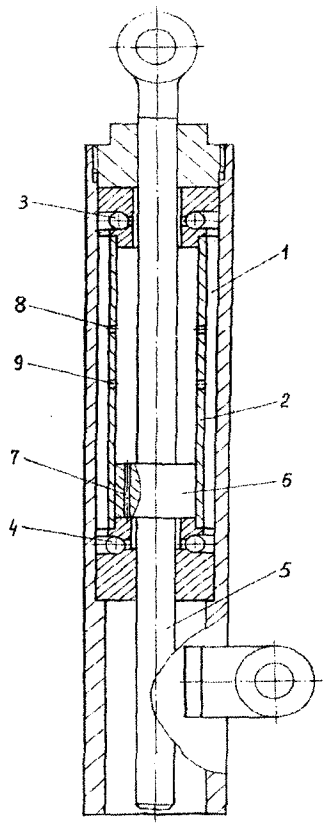


Рис.1. Гидравлический демпфер

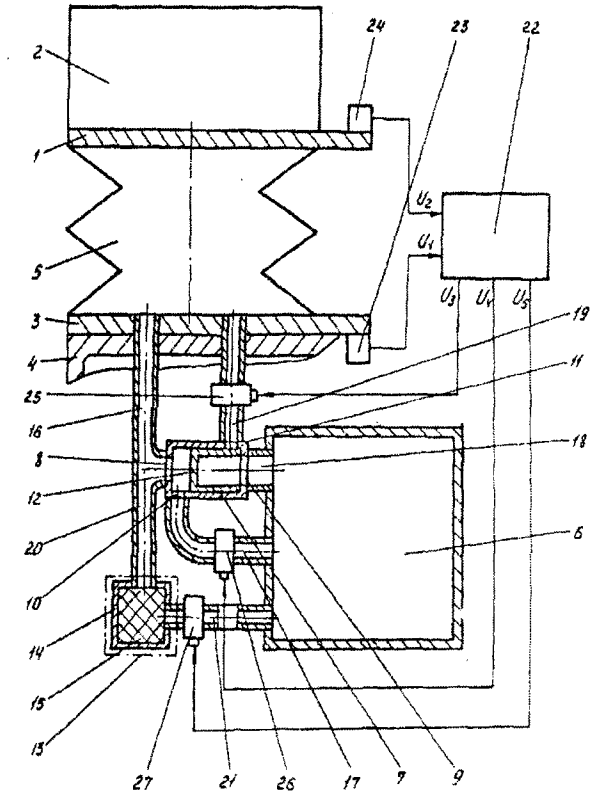


Рис. 2. Пневматический демпфер

Двухкамерный амортизатор [16] (рисунок 2) содержит камеру 5, расположенную между основаниями 1 и 3, камеру 6, цилиндр 7 со свободно перемещающимся в нем поршнем 8, демпфирующее устройство 13, выполненное в виде камеры 14, заполненной пористым материалом 15, пневмоканалы 16 и 18 соединяющие полости камер 5 и 6 с торцевыми отверстиями 8 и 9 цилиндра 7, пневмоканал 19, соединяющий полость камеры 5 с боковым отверстием 11 цилиндра 7, пневмоканал 17 соединяющий полость камеры 6 с боковым отверстием 10 цилиндра 7, пневмоканалы 20 и 21, последовательно соединяющие полости камер 5, 14 и 6, электроклапаны 25, 26 и 27, встроенные в пневмоканалы 19, 17 и 21, блок управления 22, выходы которого электрически связаны с электроклапанами 25, 26 и 27, датчики скорости 23 и 24, расположенные на основаниях 3, 1 и подключенные к входам блока управления 22.

При движении оснований 1 и 3 вверх электроклапаны 25 и 27 перекрывают пневмоканалы 19 и 21, а электроклапан 26 открывает пневмоканал 17. При движении оснований 1 и 3 вниз электроклапаны 26 и 27 перекрывают пневмоканалы 17 и 21, а электроклапан 25 открывает пневмоканал 19.

Если скорость основания 1 превышает скорость основания 3, то за счет перепада давления в камерах 5 и 6 поршень 8 перемещается и перекрывает соответствующее боковое отверстие 10 или 11, разъединяя камеры 5 и 6. В результате этого на защищаемый объект 2 действуют тормозящие ее движение силы.

При движении оснований 1 и 3 в противоположные стороны электроклапаны 25 и 26 перекрывают пневмоканалы 19 и 17, а электроклапан 21 открывает пневмоканал 21. Сжатый газ, перетекая через демпфирующее устройство 13, обеспечивает рассеивание кинетической энергии защищаемого объекта 2, что уменьшает его скорость.

Разнообразие используемых алгоритмов переключений демпфирования частично объясняется тем, что предлагаемые конструкции демпферов предназначены для установки в различных системах виброзащиты (машин, приборов, аппаратуры) и воспринимают сложный спектр внешних воздейст-

вий. В связи с этим требуется проводить тщательную проверку «оптимальности» алгоритма переключения демпфирования по совокупности принимаемых критериев качества, учитывающих специфику работы виброзащитной системы. Однако в любом случае только процесс прерывистого демпфирования позволяет осуществлять минимаксную процедуру оптимизации принятого критерия качества в амплитудно-фазовой области, т.е. исключить передачу энергии от основания на объект защиты при ряде неблагоприятных ситуациях – «в неэффективных зонах» [18].

Если сопоставлять работу демпферов с эталонными моделями активных систем «ограниченных по управлению» [19], то вполне очевидно, что в момент включения демпфирования диссипативные силы должны принимать некоторое «пороговое» значение, т.е. изменяться скачкообразно. В случае применения демпферов сухого трения вместо демпферов вязкого сопротивления скачки диссипативных сил происходят всякий раз, как только изменяется знак относительной скорости [20] и, кроме того, естественным образом обеспечивается «постоянство» пороговых значений и релейный характер изменения диссипативных сил.

В качестве примера на рисунке 3 приведена схема фрикционного демпфера прерывистого действия [15], который реализует такой же алгоритм переключения демпфирования, что и гидравлического демпфера.

Данный фрикционный демпфер содержит направляющую 1, предназначенную для связи с основанием (источником кинематического возмущения), направляющую 2, предназначенную для связи с защищаемым объектом, фрикционную пару 3 с нажимной пружиной 4 и переключающее устройство 5. Последнее состоит из оси 6, установленной на направляющей 1, шестерни 7, обгонной муфты 8, внутренняя обойма 9 которой закреплена на оси 6, а наружная обойма 10 – во внутреннем отверстии шестерни 7, двух зубчатых реек 11 и 12, закрепленных на направляющей 2 со смещением и по разные стороны шестерни 7.

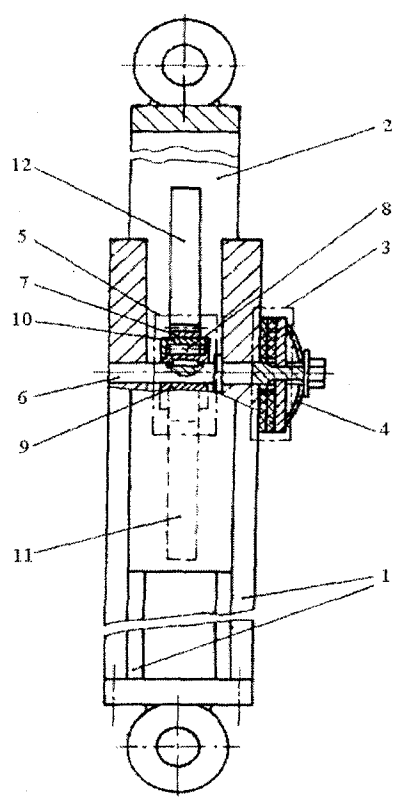


Рис. 3. Фрикционный демпфер

Если скорость защищаемого объекта превышает скорость основания при их движении в одном направлении, или, если они движутся в противоположные стороны, то переключающее устройство 5 включает в работу фрикционную пару 3 и на защищаемый объект действует сила сухого трения, уменьшающая его скорость.

Если же скорость защищаемого объекта меньше скорости основания при их движении в одном направлении, то переключающее устройство 5 выключает из работы фрикционную пару 3 и, тем самым, исключаются ситуации, когда сила сухого трения увеличивает скорость защищаемого объекта.

На основании вышеизложенных соображений вполне очевидно, что в рамках прикладной теории виброзащитных систем с прерывистым демпфированием следует особое внимание уделить моделям с сухим трением. Тем не менее, полное представление о динамических свойствах (антирезонансных, противоударных) данных систем можно получить, исследуя их колебания с учетом прерывистого характера сил вязкого сопротивления и сухого трения, а также процесса ударного демпфирования [21]. На первом этапе исследования целесообразно ограничится двумя предельно простыми моделями виброзащитных систем с прерывистым демпфированием:

$$m\ddot{x} + P_{\text{тр}}(t)sign(\dot{x} - \dot{y}) + c(x - y) = P(t). \quad (1)$$

$$m\ddot{x} + P_{\text{тр}}(t)sign(\dot{x} - \dot{y}) + b(\dot{x} - \dot{y}) + c(x - y) = P(t), \quad (2)$$

где $P_{тр}(t)=\begin{cases}P_0 & \text{при } f(\bar{x},\bar{y})>0,\\ 0 & \text{при } f(\bar{x},\bar{y})<0\end{cases}$ – сила сухого трения;

m – масса защищаемого объекта;

x и y – перемещение защищаемого объекта и основания;

b – вязкое сопротивление,

c – жесткость упругого элемента;

$P(t)$ – силовое возмущение.

Закон изменения диссипативных составляющих в уравнениях (1) и (2) формируется под воздействием функции управления $f(\bar{x},\bar{y})$, которая определяет некоторый обобщенный алгоритм переключений демпфирования и поддерживает работу демпфера в режиме «включить-выключить». Подразумевается, что функция управления $f(\bar{x},\bar{y})$ зависит от компонент состояния системы в амплитудно-фазовой области, т.е. $\bar{x}=\bar{x}(x,\dot{x},\ddot{x})$ и $\bar{y}=\bar{y}(y,\dot{y},\ddot{y})$, и определяет априорные ситуации, на смену которых реагирует система.

Среди известных публикаций по проблемам диссипации кинетической энергии механических систем посредством сил вязкого сопротивления и сухого трения [18, 20, 22] строгое доказательство оптимальности определенных алгоритмов прерывистого демпфирования дается в работе [18].

Ниже приведен расчет оптимальных параметров виброзащитной системы с фрикционным демпфером прерывистого действия.

В случае кинематического возмущения динамика виброзащитной системы с фрикционным демпфером прерывистого действия описывается нелинейным дифференциальным уравнением

$$m\ddot{x}+P_{тр}(t)\operatorname{sign}(\dot{x}-\dot{y})+c(x-y)=0, \tag{3}$$

По аналогии с (1) сила сухого трения зависит от фукции управления $f(\bar{x},\bar{y})$.

С введением функции уравнения $f(\bar{x},\bar{y})$ определяется некоторый обобщенный алгоритм переключения демпфирования (режим включено-выключено), зависящий от компонент состояния системы

$$\bar{x}=\bar{x}(x,\dot{x},\ddot{x}) \text{ и } \bar{y}=\bar{y}(y,\dot{y},\ddot{y}).$$

Решение (3) относящееся к установившимся периодическим колебаниям защищаемого объекта в случае детерминированного кинематического возмущения $y=y_0\sin\omega t$ и реализации двух интервалов демпфирования $\tau_1...\tau_2$ и $\tau_3...\tau_4$ $\left(\tau_3=\tau_1+\frac{\pi}{\omega} \text{ и } \tau_4=\tau_2+\frac{\pi}{\omega}\right)$ найдено методом гармонического баланса. При этом уравнение перемещений защищаемого объекта представляется в виде

$$x=\mathrm{K}y_0\sin(\omega t+\varphi),$$

где коэффициент динамичности

$$\mathrm{K}=\frac{\sqrt{\frac{4\zeta^2}{\pi^2}(\sin\omega\tau_1-\sin\omega\tau_2)^2+\left[1-\frac{2\zeta}{\pi}(\cos\omega\tau_1-\cos\omega\tau_2)\right]^2}}{\left|1-\eta^2\right|}. \tag{4}$$

В (4) коэффициент расстройки частот $\eta=\omega/\sqrt{c/m}$, а относительный коэффициент сухого грения $\zeta=P_0/y_0c$.

Естественно, что процесс оптимизации (4) должен увязываться с определением функции управления в (3). Причем, реальную ценность имеют только те результаты, при которых алгоритмы переключений демпфирования выражаются через компоненты состояния системы в доступной для воспроизведения форме, а коэффициенты динамичности удовлетворяют перспективным условиям эффективности виброзащиты в рабочем диапазоне частот

$$\begin{cases}\mathrm{K}<1 & \text{при } \eta\le 1.41;\\ \mathrm{K}<1/\left|1-\eta^2\right| & \text{при } \eta>1.41\end{cases} \tag{5}$$

Параметры прерывистого демпфирования $\omega\tau_1$, $\omega\tau_2$ и ζ в (4) взаимозависимы и не могут выбираться произвольно. Соответствующие ограничения и зависимости устанавливаются на основании того, что на интервале демпфирования $\tau_1...\tau_2$ относительная скорость должна быть положительна. Это условие заложено в основе исходных предпосылок при постановке задачи.

Если в момент времени τ_1 выполняются условия

$$\dot{x}(\tau_1)-\dot{y}(\tau_1)=0; \tag{6}$$

$$\ddot{x}(\tau_1)-\ddot{y}(\tau_1)>0, \tag{7}$$

то в интервале $\tau_1 < t \le \tau_2$ относительная скорость всегда положительна и, кроме того, дополнительно обеспечивается «безударный» режим включения в работу фрикционного демпфера – в момент времени τ_1 происходит смена знака относительной скорости.

Условия (6) и (7) определяются как необходимые при реализации периодического включения в работу фрикционного демпфера.

С учетом найденного уравнения скорости защищаемого объекта $\dot{x} = \mathrm{K}\, y_0\omega\cos(\omega t+\varphi)$ и выражения для скорости кинематического возмущения $\dot{y} = y_0\omega\cos\omega t$ условие (6) преобразуется к виду

$$\zeta = \frac{\pi\eta^2\cos\omega\tau_1}{2[1-\cos(\omega\tau_2-\omega\tau_1)]}. \tag{8}$$

Аналогично преобразуется и условие (7)

$$\frac{2\zeta\sin(\omega\tau_2-\omega\tau_1)}{\pi(1-\eta^2)}-\frac{\sin\omega\tau_1}{1-\eta^2}+\sin\omega\tau_1>0.$$

Из данного неравенства следует, что

$$\zeta > \frac{\pi\eta^2\sin\omega\tau_1}{2\sin(\omega\tau_2-\omega\tau_1)} \quad \text{при} \quad \eta<1, \tag{9}$$

$$\zeta = \frac{\pi\sin\omega\tau_1}{2\sin(\omega\tau_2-\omega\tau_1)} \quad \text{при} \quad \eta=1, \tag{10}$$

$$\zeta < \frac{\pi\eta^2\sin\omega\tau_1}{2\sin(\omega\tau_2-\omega\tau_1)} \quad \text{при} \quad \eta>1. \tag{11}$$

Наличие ограничений в виде соотношений (8) и (9)-(10) на переменные в (4) определяет задачу условной оптимизации.

В данном случае, в качестве минимизируемой (целевой) функции трех переменных можно принять подкоренное выражение в (4).

Известны косвенные методы оптимизации целевой функции при существующих ограничениях, когда выполняются условия Куна-Таккера и в процессе нахождения решения не исследуются неоптимальные точки [23].

Однако в нашем случае проще использовать прямой метод поэтапного сравнения вычисляемых значений целевой функции в различных точках. Это тем более оправдано, поскольку путем предварительного задания различных альтернативных условий выключения демпфирования, обеспечивается снижение размерности системы. Если же момент выключения демпфирования связывается с компонентами состояния системы, то определяется и функция управления $f(\bar{x},\bar{y})$ в (3).

В таблице 1 приведены выборочные – промежуточные и оптимальные значения коэффициентов динамичности, а также соответствующие им параметры прерывистого демпфирования и компоненты состояния системы в моменты времени выключения фрикционного демпфера из работы.

Выделенные курсивом значения компонент состояния системы – относительного смещения и абсолютной скорости защищаемого объекта «равны нулю» и соответствуют оптимальным или близким к ним значениям коэффициентов динамичности на представительных (протяженных) интервалах рассматриваемого частотного диапазона.

Таблица 1. Выборочные данные условной оптимизации **(ζ=1)**

η	K $(\min K)$	$\omega\tau_1$	$\omega\tau_2$	$\xi(\tau_2)/\xi_1(\tau_2)$	$\dot{\xi}(\tau_2)/\dot{\xi}_1(\tau_2)$
0.6	0.996 0.787 (0.770)	1.364 0.944	1.774 1.782	***0.975/0.979*** 0.787/0.978	-0.200/-0.202 ***-0.002***/-0.210
0.8	0.992 0.755 (0.755)	1.039 0.755	2.097 2.054	***0.860/0.865*** 0.755/0.885	-0.495/-0.502 ***0.003***/-0.465
0.95	0.972 0.796 (0.781)	0.776 0.675	2.356 2.351	***0.718/0.707*** 0.796/0.711	-0.656/-0.707 ***0.004***/-0.703
1.05	0.986 0.821 (0.799)	0.528 0.677	2.615 2.603	***0.501/0.502*** 0.821/0.513	-0.850/-0.865 ***-0.002***/-0.858
1.2	0.736 (0.729) 0.814	1.111 0.817	2.683 2.965	***0.442/0.442*** 0.814/0.176	0.589/-0.897 ***0.000***/-0.984
1.4	0.457 (0.441) 0.617	1.289 1.036	2.810 3.203	***0.324/0.326*** 0.617/-0.068	0.322/-0.945 ***0.000***/-0.998
1.6	0.327 (0.298) 0.456	1.319 1.178	2.890 3.317	***0.249/0.249*** 0.456/-0.175	0.212/-0.969 ***0.003***/-0.983
1.8	0.250 (0.218) 0.350	1.374 1.267	2.945 3.385	***0.197/0.195*** 0.350/-0.241	0.153/-0.981 ***0.001***/-0.971
2.0	0.197 (0.167) 0.286	1.411 1.330	2.979 3.421	***0.158/0.162*** 0.276/-0.276	0.117/-0.987 ***0.002***/-0.961

Отсюда, программируемые условия выключения демпфирования, можно записать в виде

$$\dot{x}(\tau_2)=0, \quad y(\tau_2)-x(\tau_2)=0. \tag{12}$$

Объединяя программируемые условия (6) и (12), выразим функции управления $f(\bar{x},\bar{y})$ в (3) через компоненты состояния системы.

Здесь, как это принято в (1), демпфер сухого трения включен в работу, если $f(\bar{x},\bar{y})>0$ и выключен из работы, если $f(\bar{x},\bar{y})<0$.

Допускаются следующие варианты записи

$$f(\bar{x},\bar{y})=\dot{x}(\dot{x}-\dot{y}), \tag{13}$$

$$f(\bar{x},\bar{y})=(y-x)(\dot{x}-\dot{y}). \tag{14}$$

Программируемые условия переключений демпфирования, определяемые функцией управления (13), обеспечивают достижение «глобального минимума» для целевой функции и выполнение перспективных условий эффективности виброзащиты (5). Если относительный коэффициент сухого трения выбирается из диапазона 1...1.4 ($1\le\zeta\le1.4$), то в области резонансных частот расчетные значения коэффициентов динамичности на 30...40 процентов меньше единицы. Соответственно, в области высоких частот расчетные значения коэффициентов динамичности на 50...60 процентов меньше предельных значений коэффициентов динамичности для линейной системы без демпфирования.

Наиболее просто отслеживать компоненты состояния системы в относительном движении, связывая программируемые условия переключений демпфирования с функцией управления (14), т.е. со сменой знака относительного смещения и относительной скорости. Установлено, что в этом случае достигаемые уровни колебаний защищаемого объекта оптимальны или близки к ним только в области высоких частот.

Выводы

Алгоритм программируемого условия переключений демпфирования, который связан со сменой знака произведения абсолютной и относительной скорости, обеспечивает оптимальный режим работы фрикционного демпфера. При найденных значениях относительного коэффициента сухого трения устраняются резонансные явления и, как следствие, амплитуды колебаний защищаемого объекта монотонно уменьшаются в пределах рабочего диапазона частот.

Список литературы

1. Борцов Ю.А., Юнгер И.Б. Автоматические системы с разрывным управлением. – Л.: Энергоатомиздат, 1986. – 168 с.

2. Рыбак Л.А., Синев А.В., Пашков А.И. Синтез активных систем виброизоляции на космических объектах. – М.: Янус-К, 1997. – 160 с.

3. Елисеев С.В., Волков Л.Н., Кухаренко В.П. Динамика механических систем с дополнительными связями. – Новосибирск: Наука, 1990. – 214 с.

4. Пановко Г.Я., Акинфиев Т.А., Армада М., Виба Я.А. Адаптивное управление колебаниями в резонансной системе. // Сборник научных трудов III международной научной конференции «Вибрационные машины и технологии». – Курск: КГТУ, 1997. – С. 11-17.

5. Дружинин В.В., Конторов Д.С. Системотехника. – М.: Радио и связь, 1985. – 200 с.

6. Бенсуан А., Лионс Ж. Импульсное управление и квазивариционные неравенства. – М.: Наука, 1987. – 596 с.

7. Кочетов О.С. Пневматическая система виброзащиты с переменной структурой демпфирования // Вестник машиностроения. – 1985. – №2. – С. 29-30.

8. А.с. 697764 Способ управления демпфированием амортизатора / Н.В. Герасимов, Ю.В. Шатилов // Бюл. изобр. – 1979. – №42.

9. А.с. 1237818 Суперпневмоамортизатор / А.В.Андрейчиков, О.С. Кочетов, С.В. Никитин, В.П. Коцубенко // Бюл. изобр. – 1986. – №22.

10. Чегодаев Д.Е., Шатилов Ю.В. Управляемая виброизоляция. – Самара: Самарский аэрокосмический университет, 1995. – 143 с.

11. Карнопп (D. Karnopp). Принцип проектирования систем управления колебаниями с применением полуактивных демпферов // Современное машиностроение. – 1991. – №2. – С.32-39.

12. Чернышев В.И. Постановка задач синтеза управляемых виброзащитных систем // Совершенствование конструирования и технологии производства приборов, машин, механизмов: Материалы научно-технической конференции. – Орел, 1990. – С. 151-157.

13. Чернышев В.И. Моделирование работы виброзащитной системы с импульсным управлением в режиме прерывистого демпфирования и наложения связей // Материалы научной конференции: «Орловщина: прошлое и настоящее», секция технических наук. – Орел, 1993. – С. 61-67.

14. Патент РФ 2002983 Гидравлический демпфер / В.И. Чернышев // Бюл. изобр. – 1993. – №41-42.

15. Патент РФ 2065541 Демпфер сухого трения / В.И. Чернышев // Бюл. изобр. – 1993. – №23.

16. А.с. 1427108 Способ защиты объектов от вибрации / В.И. Чернышев // Бюл. изобр. – 1988. – №36.

17. А.с. 1578389 Двухкамерный амортизатор / В.И. Чернышев // Бюл. изобр. – 1990. – №26.

18. Чернышев В.И. Проявление локального эффекта в методе динамического программирования и оптимальное управление виброзащитных систем // Известия вузов. Приборостроение, 1993. – №5. – С.55-59.

19. Федоренко Р.П. Приближенное решение задач оптимального управления. – М.: Наука, 1978. – 488 с.

20. Грейф Р. (R. Greif), Шварц В. (B. Schwarz), Вайнсток Н. (H. Weinstock) Резонансные колебания системы с трением // Современное машиностроение. Серия Б. – 1991. – №3. – С. 1-2.

21. Чернышев В.И. Ударное демпфирование колебаний при непрямом импульсном управлении // Известия вузов. Машиностроение, 1997. – №7-9. – С.5-10.

22. Нашиф А., Джоунс Д., Хендерсон Дж. Демпфирование колебаний. Мир, 1988. – 448 с.

23. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике: В 2-х кн. Кн. 1. – М: Мир, 1986. – 349 с.

УДК 001.891.573: 687.052

Демидова Н.А., *инженер*
Чернышев В.И., *докт. техн. наук, профессор кафедры «Динамика и прочность машин»*
г.Орел, тел. (0862) 419846; e-mail: chern@ostu.ru

К РАСЧЕТУ ВИБРАЦИИ КОРПУСА РАСКРОЙНОЙ МАШИНЫ С КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННЫМ МЕХАНИЗМОМ

The estimate of the vibrating safety of hand-operator machine with the crank-sliding mechanism on the base of the improving pattern with the distributed parameters was being done.

Вибрация корпуса раскройной машины от инерционных нагрузок, возникающих вследствие неуравновешенности вращающихся частей кривошипно-ползунного механизма, является преобладающей по сравнению с другими источниками возмущений [1]. Данная вибрация передается на руки оператора и оказывает негативное воздействие на его самочувствие и здоровье. Как правило, по показателям локальной вибрации она превышает нормативные значения [2].

Раскройная машина представляет собой сложную нелинейную динамическую систему с инерционным возбуждением и нестабильными силовыми взаимодействиями [3].

Общий вид раскройной машины рассматриваемого типа представлен на рисунке 1.

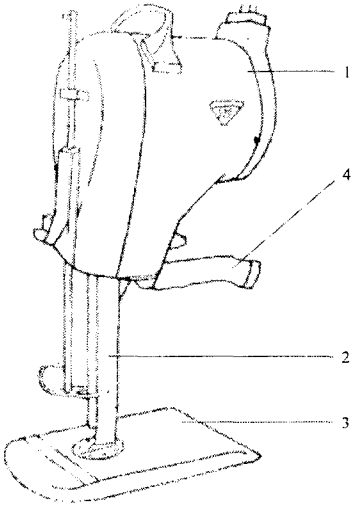


Рис. 1. Раскройная машина:

1 – корпус; 2 – стойка;
3 – платформа; 4 – рукоятка

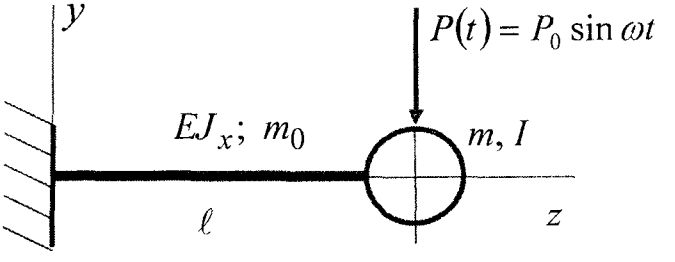


Рис. 2. Расчетная схема динамической системы «стержень-масса»:

EJ_x *– изгибная жесткость стержня;*
m_0 *– масса единицы длины стержня;*
ℓ *– длина стержня;*
m *– масса корпуса;*
I *– осевой момент инерции корпуса;*
P_0 *– центробежная сила инерции;*
ω *– частота (угловая скорость)*

В данной статье приводится методика расчета вибрации корпуса раскройной машины на основе модели с распределенными параметрами и сосредоточенной массой. Причем учитывается только одна составляющая инерционного возбуждения, которая задана в виде гармонической силы и воздействует на сосредоточенную массу в плоскости наименьшей жесткости стойки (рисунок 2).

Запишем дифференциальное уравнение в частных производных, описывающее вынужденные колебания системы «стержень-масса», в следующем виде

$$EJ_x \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} + m_0 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -\delta_1(z-\ell) m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}\bigg|_{z=\ell} - \delta_2(z-\ell) I \frac{\partial^3 y}{\partial z \partial t^2}\bigg|_{z=\ell} - \delta_1(z-\ell) P_0 \sin \omega t, \qquad (1)$$

где $\delta_1(z-\ell)$ и $\delta_2(z-\ell)$ импульсные функции, переводящие сосредоточенные силы и моменты в разряд распределенных нагрузок. Размерности импульсных функций $\frac{1}{\text{м}}$ и $\frac{1}{\text{м}^2}$ соответственно.

Перейдем от дифференциального уравнения (1) к эквивалентной системе трех дифференциальных уравнений:

$$EJ_x\frac{\partial^4 y}{\partial z^4}+m_0\frac{\partial^2 y}{\partial t^2}=0. \tag{2}$$

$$EJ_x\frac{\partial^3 y}{\partial z^3}\bigg|_{z=\ell}-m\frac{\partial^2 y}{\partial t^2}\bigg|_{z=\ell}-P_0\sin\omega t=0. \tag{3}$$

$$EJ_x\frac{\partial^2 y}{\partial z^2}\bigg|_{z=\ell}+I\frac{\partial^3 y}{\partial z\partial t^2}\bigg|_{z=\ell}=0. \tag{4}$$

Формально дифференциальное уравнение (2) описывает свободные колебания стержня, а дифференциальные уравнения (3) и (4) описывают поперечные и угловые колебания сосредоточенной массы.

Общее (совместное) решение дифференциальных уравнений (2)-(4), отображающее установившиеся колебания системы, запишем в форме «разделенных переменных»

$$y(z,t)=u(z)\sin\omega t. \tag{5}$$

В уравнении (5) амплитудная функция $u(z)$ для такого рода систем выражается через функции Крылова

$$u(z)=A\cdot K_1(az)+B\cdot K_2(az)+C\cdot K_3(az)+D\cdot K_4(az), \tag{6}$$

где A, B, C, D – постоянные (постоянные интегрирования);

$$\begin{cases}K_1(az)=\frac{1}{2}(chaz+\cos az)\\ K_2(az)=\frac{1}{2}(shaz+\sin az)\\ K_3(az)=\frac{1}{2}(chaz-\cos az)\\ K_4(az)=\frac{1}{2}(shaz-\sin az)\end{cases}$$ – функции Крылова $\left(a^4=\frac{m_0\omega^2}{EJ_x}\right)$.

Определим постоянные интегрирования A, B, C, D в уравнении (6) из граничных условий.

На левом конце стержня имеем

$$u(0)=0;\ \frac{du}{dz}\bigg|_{z=0}=0 \tag{7}$$

Выполнение зависимостей (7) обеспечивается, если в уравнении (6) постоянные интегрирования A и B равны нулю (A=0, B=0).

Из дифференциальных уравнений (3) и (4) следует, что на правом конце стержня должны выполняться следующие зависимости

$$EJ_x\frac{d^3u}{dz^3}\bigg|_{z=\ell}+m\omega^2u(\ell)-P_0=0. \tag{8}$$

$$EJ_x\frac{d^2u}{dz^2}\bigg|_{z=\ell}-I\omega^2\frac{du}{dz}\bigg|_{z=\ell}=0.$$

Подставляя в дифференциальные уравнения (8) амплитудную функцию (6) получим систему двух алгебраических уравнений, содержащих четыре неизвестные – постоянные интегрирования C и D, а также амплитудные значения перемещения $u(\ell)$ и угла поворота $\theta(\ell)$ сосредоточенной массы

$$C \cdot K_4(\lambda) + D \cdot K_1(\lambda) = \frac{1}{\alpha^3 EJ_x}\left[P_0 - m\omega^2 u(\ell)\right],$$

$$C \cdot K_1(\lambda) + D \cdot K_2(\lambda) = \frac{I\omega^2 \theta(\ell)}{\alpha^2 EJ_x}. \qquad (9)$$

В алгебраических уравнениях (9) приняты следующие сокращения: $\lambda = a\ell$; $\theta(\ell) = \left.\frac{du}{dz}\right|_{z=\ell}$.

Определим теперь амплитудные значения перемещения и угла поворота на конце стержня из уравнения (6) при условии, что постоянные интегрирования A и B равных нулю. В результате получим

$$u(\ell) = C \cdot K_3(\lambda) + D \cdot K_4(\lambda),$$

$$\theta(\ell) = C \cdot aK_2(\lambda) + D \cdot aK_3(\lambda). \qquad (10)$$

Теперь вышеозначенные неизвестные C, D, $u(\ell)$, $\theta(\ell)$ можно определить при совместном решении алгебраических уравнений (9) и (10). Данные алгебраические уравнения образуют «полную систему», которую после несложных преобразований запишем в виде:

$$K_4(\lambda) \cdot C + K_1(\lambda) \cdot D + \frac{m\omega^2}{\alpha^3 EJ_x} u(\ell) = \frac{P_0}{\alpha^3 EJ_x},$$

$$K_1(\lambda) \cdot C + K_2(\lambda) \cdot D - \frac{I\omega^2}{\alpha^2 EJ_x} \theta(\ell) = 0,$$

$$K_2(\lambda) \cdot C + K_3(\lambda) \cdot D - \frac{1}{a} \theta(\ell) = 0, \qquad (11)$$

$$K_3(\lambda) \cdot C + K_4(\lambda) \cdot D - u(\ell) = 0.$$

Расчеты по определению амплитудных значений перемещения и угла поворота сосредоточенной массы проводились по программе AMF, написанной в среде MathCAD. Текст данной программы, приведен на рисунке 3.

Исходные данные: $m := 5 \quad m0 := 2 \quad I := 0.07 \quad EJ := 8000 \quad L := 0.2 \quad \omega := 300 \quad P0 := 300$.

Текст программы

$$a := \sqrt[4]{\frac{m0 \cdot \omega^2}{EJ}} \quad S1 := \frac{m \cdot \omega^2}{a^3 \cdot EJ} \quad S2 := \frac{I \cdot \omega^2}{a^2 \cdot EJ} \quad S3 := -\frac{1}{a} \quad \lambda := a \cdot L$$

$$K1 := 0.5 \cdot (\cosh(\lambda) + \cos(\lambda)) \quad K3 := 0.5 \cdot (\cosh(\lambda) - \cos(\lambda))$$

$$K2 := 0.5 \cdot (\sinh(\lambda) + \sin(\lambda)) \quad K4 := 0.5 \cdot (\sinh(\lambda) - \sin(\lambda))$$

$$\Delta := \begin{pmatrix} K4 & K1 & S1 & 0 \\ K1 & K2 & 0 & S2 \\ K2 & K3 & 0 & S3 \\ K3 & K4 & -1 & 0 \end{pmatrix} \quad \Delta B := \begin{pmatrix} P \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$X := \text{lsolve}(\Delta, \Delta B) \quad uL := 1000 \cdot X_2 \quad \theta L := X_3$$

Рис. 3. Программа AMF для расчета амплитудных значений перемещения $u(\ell) \Leftrightarrow$ uL ***и угла поворота*** $\theta(\ell) \Leftrightarrow$ θL ***массы m***

Таблица. *Амплитуды перемещения сосредоточенной массы*

P_0, Н	100	150	200	250	300
$u(\ell)$, мм	0,046	0,069	0,092	0,115	0,138
A, мм	0,033	0.059	0,078	0,083	0,118

Выборочные результаты расчетов сведены в таблицу.

Для данного класса ручных машин допустимой амплитудой колебаний является значение равное 0,052 мм [1]. Как видно, амплитуды колебаний $u(\ell)$ превышают допустимое значение начиная с P_0>150 Н.

В таблице приведены также значения амплитуд колебаний «А», рассчитанные по приближенной формуле без учета массы стержня (стойки) [2, 3]

$$A = \frac{P_0 \cdot \delta}{1-\eta^2} \quad \left(\delta = \ell^3/3EJ_x;\ \ \eta = \omega \cdot \sqrt{m \cdot \delta}\right). \tag{12}$$

Характерно, что амплитуды колебаний «А», оказываются приблизительно на 15% меньше «точных» – $u(\ell)$.

Список литературы

1. Вальщиков Н.М., Зайцев Б.А., Вальщиков Ю.Н. Расчет и проектирование машин швейного производства. – Л.: Машиностроение, 1973. – 344 с.

2. Гольдштейн Б.Г., Быховский И.И. Основы конструирования вибробезопасных ручных машин. – М.: Машиностроение, 1982. – 224 с.

3. Вибрация в технике: Справочник. Т.6. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.

УДК 629.027

Фоминова О.В., *канд. техн. наук, доцент кафедры «Теоретическая и прикладная механика» г.Орел, тел. (0862) 474749; e-mail: chern@ostu.ru*

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ «ОПЕРАТОР–СИДЕНЬЕ–МАШИНА–СРЕДА»

The results of investigating the vibro-protection system with the indirect pulse control of the parameters of damping are shown. The problem of vibrating safety of the operator of the mobile machine of the technological use is being solved.

Успехи в области разработки и совершенствования сложных технических систем во многом зависят от эффективного использования возможностей современных информационных технологий. В этой связи ведущая роль отводится методам имитационного моделирования и оптимального управления, а также системам компьютерной математики, реализация которых осуществляется программными средствами на основе имеющейся базы данных и интеграции с различными приложениями Mathcad и другими математическими системами [1, 2].

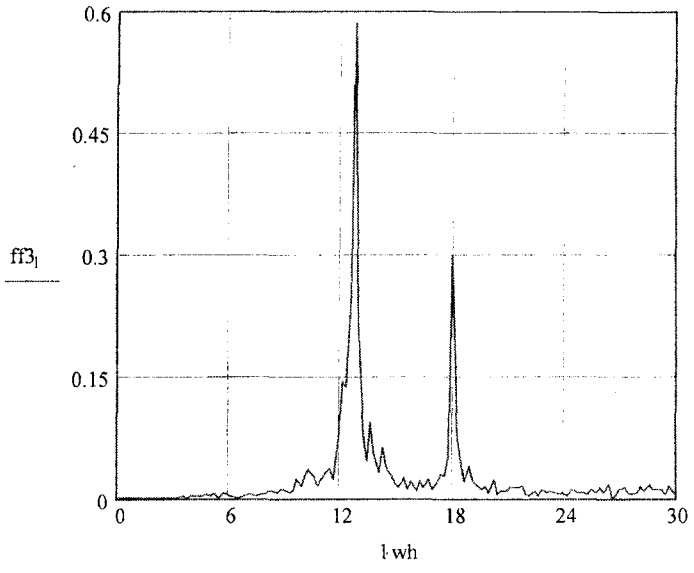
В результате исследования и разработки нового класса виброзащитных систем с непрямым импульсным управлением для мобильных машин технологического назначения были определены оптимальные алгоритмы переключений отдельных структур и параметров упругодемпфирующего звена, которые позволяют формировать восстанавливающие, диссипативные и инерционные силы по принципу активной компенсации [3, 4].

Ниже приводятся результаты статистических испытаний базовой модели с разрывными характеристиками параметров демпфирования (вязкого сопротивления и сухого трения). Использовался демпфер прерывистого действия с переключениями по опорным сигналам [5].

Современные компьютерные технологии моделирования динамических процессов позволили «совместить» базовую модель с подвеской сиденья мобильной машины (автогрейдера) и генерировать случайные входные возмущения при соответствующих транспортных режимах движения в виде псевдослучайных числовых массивов. При этом в качестве «априорной» информации были приняты данные экспериментальных исследований – логарифмические уровни вибрационных нагрузок (зна-

чений виброускорения в октавных полосах частот) на полу кабины автогрейдера [6].

Случайные числовые массивы, которые воспроизводились программными средствами, позволили имитировать случайное кинематическое возмущение на входе виброзащитной системы (на полу кабины автогрейдера). Данные цифровой обработки входных сигналов в частотной области представлены в виде графика спектрограмм (см. рисунки 1) и переведены в логарифмические уровни виброускорений. В четырех первых октавных полосах частот расхождения расчетных / экспериментальных значений логарифмических уровней виброускорений (120.2/120 113.4/114 99.5/100 102.4/103) не превышают 2%.



l·wh – частота (c^{-1})

Рис. 1. Амплитудный спектр Фурье – спектрограмма виброускорений ($м/с^2$) на полу кабины автогрейдера

Анализ амплитудного спектра ускорений (спектрограммы на рисунке 1) подтверждает, что основная энергия случайных колебаний лежит в области низких частот (в диапазоне 1...4 Гц). Наблюдаемые устойчивые резонансные пики ускорений обусловлены колебанием ходовой части автогрейдера. Основная резонансная частота вертикальных колебаний автогрейдера равна приблизительно 2 Гц. Второй резонансный пик колебаний на частоте 3 Гц возникает, по всей видимости, в результате угловых колебаний балансирной тележкой автогрейдера.

Первая серия статистических испытаний штатной подвески проводилась с целью идентификации параметров сил сухого трения, вязкого сопротивления штатного гидравлического демпфера с учетом «фонового» сопротивления среды, собственной частоты колебаний подвески и силового воздействия как активной составляющей реакции человека-оператора на случайное кинематическое возмущение. В расчетах считались известными следующие параметры: среднеквадратическое значение перемещения (амплитуда) кинематического возмущения $\sigma_0 = 0.8 \cdot 10^{-2}$ м, вес оператора $G = 840$ Н (масса $m \approx 84$ кг) и вес подвижной части сиденья $G_1 = 140$ Н (масса $m_1 \approx 14$ кг).

Определялись параметры системы «основание – подвеска – оператор», при которых обеспечивалось достаточно точное воспроизведение экспериментальных значений виброускорений в четырех первых октавных полосах частот (расчетные/экспериментальные значения виброускорений: 124.7/125, 115.8/116, 100.2/100, 97.8/98).

Для силы сухого трения в направляющих подвески $P_{тр}(\dot{u}) = P_0 \left| sign(\dot{u}) - r_1\dot{u} + r_2\dot{u}^3 \right|$ принято: $P_0 = 44.4$ Н, $r_1 = 1$ с/м, $r_2 = 0.18\,с^3/м^3$.

Для силового воздействия $PS(t) = \alpha \cdot G \cdot rnd(\gamma) \cdot if(\dot{x} > 0, 1, -1)$ принято: $\alpha = 0.132$, $\gamma = 1$.

Здесь $\dot{x}$ – абсолютная скорость «защищаемого объекта».

Собственная частота колебаний подвески $k = 12.5\ с^{-1}$.

Относительный коэффициент демпфирования $\varepsilon = 0.128$.

Определенные параметры «падающей характеристики» сил сухого трения и собственной частоты колебаний подвески были использованы во второй серии испытаний, когда в системе «основание – подвеска – оператор» штатный гидравлический демпфер был «снят» и вместо него «установлен» гидравлический демпфер прерывистого действия.

Использовались также экспериментальные значения вязкого сопротивления $b = 2300$ кг/с и $b_0 = 120$ кг/с, которые определяют параметры прерывистого демпфирования и постоянного «фонового» сопротивления среды.

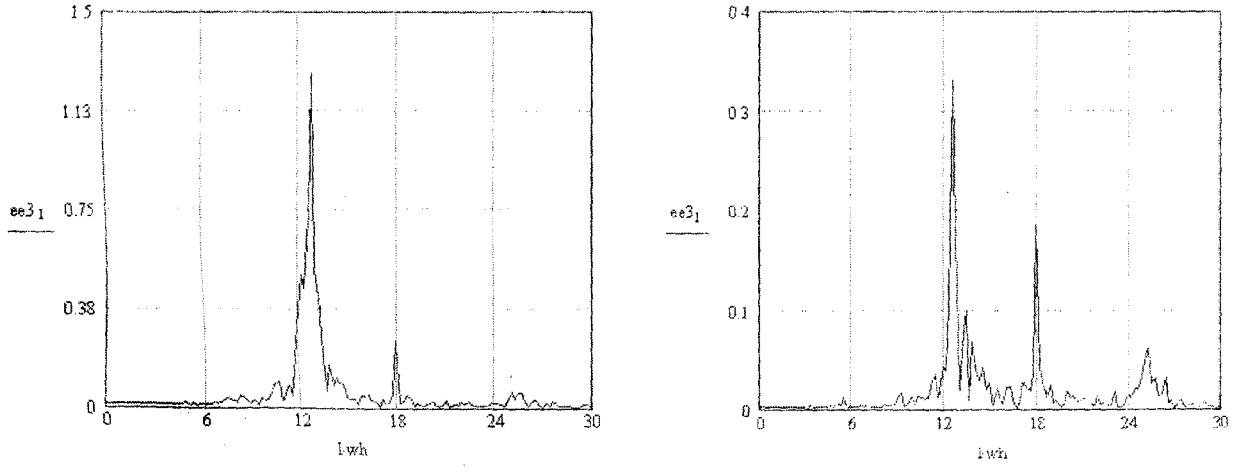
Достаточно точное воспроизведение экспериментальных значений виброускорений в четырех первых октавных полосах частот (расчетные / экспериментальные значения виброускорений: 115.8/116, 111.6/112, 99.5/99, 95.8/96) было обеспечено при следующих параметрах силового $PS(t) = \alpha \cdot G \cdot rnd(\nu) \cdot if(\dot{x} > 0, 1, -1)$: $\alpha = 0.106$, $\nu = 1$.

Данный результат свидетельствует о том, что модернизированная подвеска сиденья автогрейдера обеспечивает комфортные условия работы человека оператора при более низком уровне активной составляющей реакции человека-оператора на случайное кинематическое возмущение.

На входе и выходе опытной и штатной подвески сиденья спектральный состав виброускорений практически одинаков (рисунок 2). Однако если опытная подвеска снижает пиковые значения виброускорений на основной резонансной частоте приблизительно на 42%, то штатная подвеска наоборот увеличивает их на 90%. Тем не менее, на второй резонансной частоте снижение пиковых значений виброускорений составляет: для опытной подвески – 67%, а для штатной подвески – 50%.

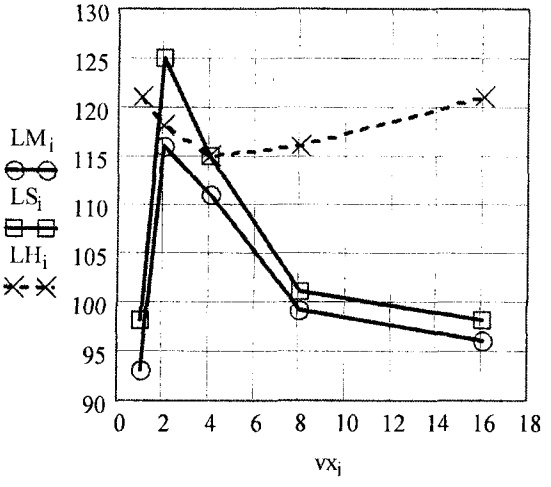
Влияние прерывистого компенсационного воздействия на виброзащитные свойства базовой модели наиболее существенно в области резонансных частот – во второй октавной полосе частот (рисунок 3). Как видно, базовая модель позволяет уменьшить контролируемый параметр (виброускорение на подушке сиденья оператора) по сравнению с подвеской штатного сиденья в 2.81 раза, что в логарифмических единицах составляет 9 дБ.

Снижение уровня интенсивности колебаний защищаемого объекта (оператора) по отношению к уровню интенсивности колебаний подвижного основания (пола кабины автогрейдера) на резонансной частоте определяет антирезонансные свойства базовой модели. При случайных процессах показатель антирезонансных свойств – есть отношение среднеквадратических значений контролируемых параметров выходного и входного сигналов.



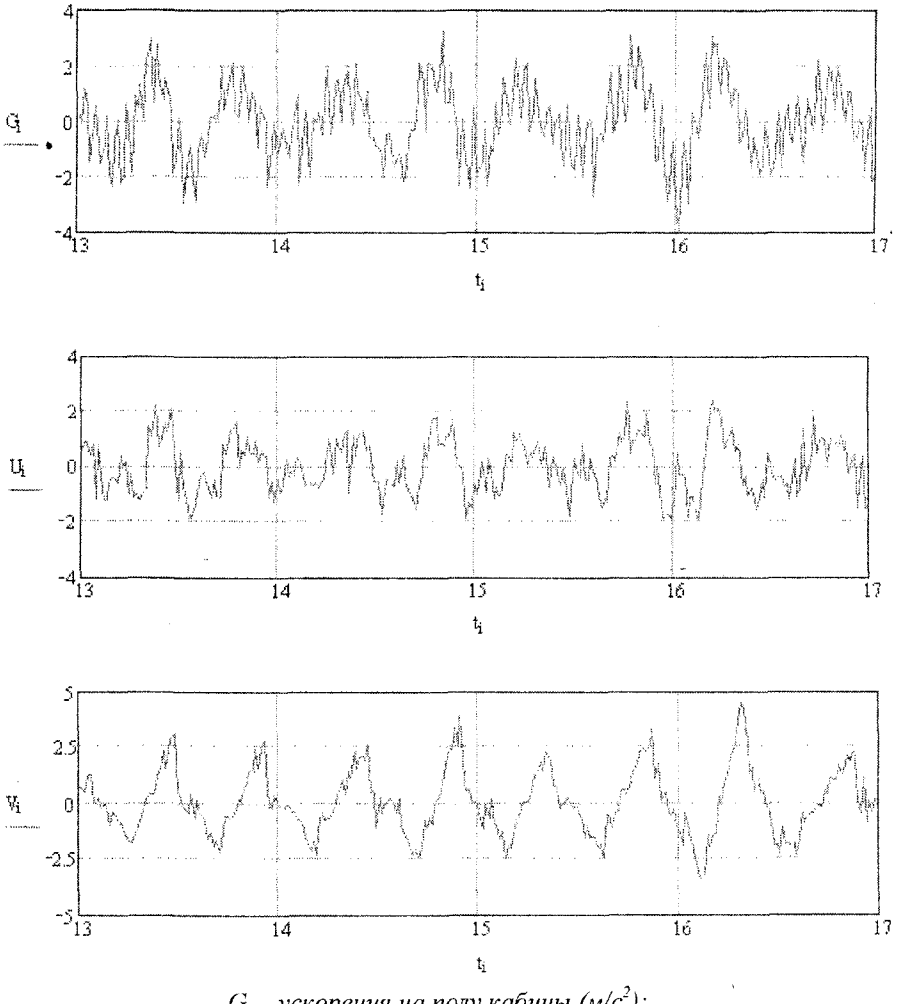
а) – на подушке штатного сиденья (м/с²);
б) – на подушке опытного сиденья (м/с²);
l·wh – частота (с⁻¹).

Рис. 2. Амплитудные спектры Фурье – спектрограммы виброускорений (м/с²) на выходе виброзащитной системы



LI_i – виброускорения на подушке опытного сиденья;
LL_i – виброускорения на подушке штатного сиденья;
LH_i – нормативные значения виброускорений
vx_i – среднегеометрические частоты

Рис. 3. Значения виброускорений в октавных полосах частот (дБ)



G_i – ускорения на полу кабины (м/с^2);
U_i – ускорения на подушке опытного сиденья (м/с^2);
V_i – ускорения на подушке штатного сиденья (м/с^2); t_i – время (с)

Рис. 4. Случайные процессы на входе и выходе виброзащитной системы

Уровень интенсивности резонансных колебаний защищаемого объекта (оператора) при штатной подвеске сиденья выше, чем у подвижного основания (пола кабины автогрейдера) в 1.77 раза (на 5 дБ). Это еще раз подтверждает то обстоятельство, что пассивные виброзащитные системы данного типа не устраняют резонансные явления и их использование в качестве подвески сидения автогрейдера мало эффективно.

Замена пассивной виброзащитной системы на управляемую (в данном случае выполненной по схеме базовой модели с демпфером прерывистого действия) позволяет резко снизить уровень интенсивности резонансных колебаний практически в 1.58 раза (на 4 дБ). Базовая модель обеспечивает повышенные антирезонансные свойства динамической системы «основание – подвеска – оператор» и может быть рекомендована в качестве прототипа для разработки подвески сиденья автогрейдера нового поколения.

Фильтрующие свойства штатной и модернизированной подвески (рисунок 5) несколько отличаются. Высшие гармоники входного возмущения G_i «сглаживаются» практически одинаково и на «осциллограммах» выходных сигналов V_i и U_i легко просматриваются основные гармоники с частотой 2 Гц. Однако амплитуды основных гармоник для этих сигналов отличаются приблизительно в 1.5 раза $(\max V_i > \max U_i)$ и, кроме того, на «осциллограмме» выходного сигнала U_i наблюдаются характерные «скачки ускорений», которые возникают в результате переключений демпфера.

Список литературы

1. Дьяконов В.П. MATHCAD 8/2000: Специальный справочник. – СПб: Питер, 2001. – 592 с.

2. Мэтьюз Д., Финк К. Численные методы. Использование MATLAB. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2001. – 720 с.

3. Чернышев В.И. Основы теории виброзащитных систем с непрямым импульсным управлением // Труды международного симпозиума «Мащины и механизмы ударного, периодического и вибрационного действия». – Орел: ОрелГТУ, 2000. – С. 163-167.

4. Фоминова О.В., Чернышев В.И. Опыт разработки управляемых виброзащитных систем для операторов мобильных машин. // Интеллектуальные системы: Труды IV международного симпозиума. – М.: РУСАКИ, 2000. – С. 242 – 244.

5. Патент РФ 2002983 Гидравлический демпфер / В.И. Чернышев // Бюл. изобр. – 1993. – №41-42.

6. Росляков В.П., Матузков В.А., Фоминова О.В., Чернышев В.И. Динамические свойства подвески сиденья автогрейдера с демпфером прерывистого действия. // Научные труды ОФМИП. – Том 5. – Орел, 1994. – С. 35-138.

ХРОНИКА

XI Международный конгресс по шуму и вибрации

С 5-го по 8-е июля 2004 г. В Санкт-Петербурге проходил очередной международный конгресс о шуму и вибрации. Организаторами и спонсорами конгресса были – международный институт акустики и вибрации (IIAV), Балтийский государственный технический университет в кооперации с оссийским акустическим обществом, Западноевропейская акустическая ассоциация и американское бщество инженеров-механиков. Председательствовали на конгрессе профессор Н.И. Иванов (Россия) и Мэлколм Дж. Крокер (США).

В процессе работы конгресса были представлены 403 доклада теоретического и прикладного арактера по самым разнообразным проблемам акустики. Одиннадцатый конгресс проходил в отеле Прибалтийская», расположенном недалеко от центра города на берегу Балтийского моря. Пленарые заседания проходили в конференц-зале отеля, технические заседания – в малых залах.

Работа конгресса началась с выступлений сопредседателей конгресса проф. Н.И. Иванова и М.Дж. Крокера, президента международного института акустики Барри Гиббса. В работе конгресса риняли участие около 550 делегатов из 52 стран мира. Делегации России состояли из 49 участников; Японии, Франции, Кореи, Украины, Китая, США – из 30 участников. По 20 делегатов представили ермания, Италия и Швеция. По 10 делегатов – Бельгия, Дания, Испания, Нидерланды, Португалия, итай. Материалы конгресса содержат 475 статей.

Свободное время участников конгресса было полностью занято культурной программой – ыезды в пригороды Санкт-Петербурга, прогулки по Неве, по городу, посещение музеев. Особенно апомнился заключительный вечер. У входа в зал участников встречал военно-морской духовой оркестр. Вечер проходил в помещении манежа – одной из исторических и культурных ценностей сеерной столицы. На нем царила раскованная и непринужденная обстановка. Профессиональных аристов на сцене меняли самодеятельные – сами участники конгресса. Разгорелось соревнование на учшую национальную песню. Как и в любом соревновании использовались запрещенные приемы: понский делегат с помощью мобильного телефона и спутниковой связи пытался подключить (вместо себя) к микрофону японское национальное радио; делегат из Индии долго названивал домой, ытаясь выяснить у родных и знакомых слова какой-нибудь национальной песни. Кроме того, отсутствовал допинг-контроль, чем широко воспользовались ученые всех стран.

В числе участников конгресса были три представителя ОрелГТУ – проф. Степанов Ю.С., ордон В.А., Шоркин В.С., представивших на обсуждение участников конгресса два доклада. Первый посвящен теоретическому обоснованию виброабразивной обработки деталей сложной формы, торой – изучению вопросов прочности адгезионных соединений, подверженных высокочастотным ибрациям.

Следующий 12-й конгресс состоится 11-14 июля 2005 г. в г. Лиссабон (Португалия). В Санкт-Петербурге прошла презентация 12-го конгресса. Принимающая сторона рассказала об условиях проведения конгресса, о достопримечательностях столицы Португалии.

В.С. Шоркин

Адрес серии «Естественные науки»:
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Кафедра «Высшая математика»
тел: (0862) 419848
факс: (0862) 416684
e-mail: Gordon@ostu.ru

Журнал публикует оригинальные и обзорные статьи по всем разделам математики, механики, физики, химии и их приложениям. Редколлегия серии приглашает к сотрудничеству отечественных и зарубежных авторов, занимающихся изучением научных проблем, которым посвящен настоящий журнал.

Журнал открыт для рекламы, оплата на договорной основе.

Объем материала, предлагаемого к публикации, измеряется страницами текста, напечатанного на листах формата А4, и, как правило, не должен превышать семи страниц для статьи, двух – для краткого сообщения, одной – для рекламного объявления. Материал принимается в **файловом виде** по электронной почте или на **дискетах** 3,5 дюйма, выполненный в любом из текстовых редакторов **MS Word**, с приложением распечатки.

ОБЯЗАТЕЛЬНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЬИ:

Размер шрифта **11 пт** (пунктов), междустрочный интервал одинарный, поля сверху, слева, снизу по 25 мм, справа 15 мм.

Рисунки представляются в черно-белом виде, преимущественно в одном из форматов приложений Microsoft (Word, Excel, Power Point или в форматах .gif, .wmf, .jpg). В порядке исключения допускается представление рисунков, выполненных качественно тушью.

Формулы: с использованием редактора формул **MS Equation 3.0**; размеры: обычный – 11 пт, крупный индекс – 8 пт, мелкий индекс – 6 пт, крупный символ – 13 пт, мелкий символ – 9 пт; стиль всех переменных наклонный.

В редакцию представляются:

1. Текст публикации.
2. Реферат (5-7 строк) **на русском и английском языке.**
3. Заглавие статьи, фамилии и инициалы авторов **на русском и английском языке.**
4. Экспертное заключение о возможности опубликования (по требованию редколлегии серии).
5. Сведения об авторах.

К обязательным элементам оформления статьи относятся: индекс УДК, инициалы и фамилии авторов, название высшего учебного заведения (организации), заглавие, реферат (5-7 строк), название вуза (организации) – полное, в соответствии с последней редакцией устава.

В тексте все сокращения, за исключением общепринятых, расшифровываются. Физический смысл символов в формулах объясняется. Значения физических величин приводятся в единицах СИ или разрешенных к употреблению наравне с ними. Буквенные обозначения, цифры, знаки и их расположение должны быть четкими и различимыми.

Список **использованной** литературы оформляется согласно ГОСТ 7.1-84 «Библиографическое описание документа». Нумерация позиций – согласно очередности ссылок в тексте.

Иллюстрации выполняются с учетом последующего воспроизведения средствами оперативной полиграфии: штриховые (чертежи, схемы, графики, технические рисунки) – **в соответствии с требованиями ЕСКД** – программно, с использованием графических редакторов.

Реферат оформляется в соответствии с правилами ВИНИТИ.

Сведения об авторах должны содержать: фамилию, имя, отчество, должность, название кафедры, вуза, организации, ученую степень и звание, домашний адрес, номера служебного и домашнего телефонов, а при возможности – e-mail.

Датой поступления статьи считается последняя после доработки.

Образец оформления статьи

УДК ???.???.?.??

Пробел 11 пт

Иванов А.А., *докт. техн. наук, профессор кафедры «Высшая математика»*
Петров В.В., *канд. техн. наук, доцент кафедры «Высшая математика»*
(Орловский государственный технический университет)
г.Орел, тел.(0862)419848; e-mail: Gordon@ostu.ru

Пробел 11 пт

Через 1 интервал
11 пт, курсив

НАЗВАНИЕ СТАТЬИ 13 ПТ, ШРИФТ ПОЛУЖИРНЫЙ, ВЫРАВНИВАНИЕ ПО ЦЕНТРУ, ПРОПИСНЫМИ БУКВАМИ

Пробел 10 пт

Реферат на английском языке 5-7 строк 10 пт выравнивание по ширине, отступ красной строки 1,25 мм (**никаких других отступов не допускается**)

Пробел 10 пт

Статья до 7 страниц Times New Roman 10 пт, выравнивание по ширине, отступ красной строки 1,25 мм (**никаких других отступов не допускается**)

Рисунок по центру статьи, положение перед текстом

Рис. 1. *Название рисунка (11 пт, курсив, форматирование по центру)*

Ответственные за выпуск:
Гордон В.А., Ушаков Л.С., Разина Е.В.

Известия ОрелГТУ.
Серия «Естественные науки». – 2004. – № 5-6. – 157 с.

Лицензия № ИД 00670 от 05.01.2000
Подписано в печать 17.10.2005
Формат 69х90/8.
Бумага офсетная.
Печать ризография.
Гарнитура «Таймс».
Усл. печ. л. 19.5
Тираж 500 экз.
Заказ № 71/0611

Отпечатано с готового оригинал-макета в типографии ОрелГТУ
302030, г. Орел, ул. Московская, 65.