

Учредители

- Институт машиноведения им. А.А. Благонравова
Российской академии наук
- Московский государственный индустриальный университет

Издатель

Московский государственный индустриальный университет

Журнал зарегистрирован 30 декабря 2004 г. Федеральной службой по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия
Свидетельство о регистрации ПИ № ФС 77-19294

МАШИНОСТРОЕНИЕ И ИНЖЕНЕРНОЕ ОБРАЗОВАНИЕ

№ 4`2006

Выходит 4 раза в год

ISSN 1815-1051

В номере

РЕДКОЛЛЕГИЯ ЖУРНАЛА

Главный редактор

Фролов К.В., академик РАН,
директор Института машиноведения им. А.А. Благонравова
Российской академии наук (ИМАШ РАН)

Заместители главного редактора

Скопинский В.Н. (отв. редактор), д.т.н, проф. (МГИУ)
Баранов Ю.В., д.т.н., проф. (ИМАШ РАН)
Овчинников В.В., д.т.н., проф. (ФГУП «РСК МИГ»)

Члены редколлегии

Алешин Н.П., член-корр. РАН, д.т.н., проф. (Москва)
Асташев В.К., д.т.н., проф. (Москва)
Беляков Г.П., д.э.н., проф. (Красноярск)
Бобровницкий Ю.И., д.ф.-м.н., проф. (Москва)
Вайсберг Л.А., д.т.н., проф. (Санкт-Петербург)
Горкунов Э.С., член-корр. РАН, д.т.н., проф. (Екатеринбург)
Григорян В.А., д.т.н., проф. (Москва)
Дроздов Ю.Н., д.т.н., проф. (Москва)
Индейцев Д.А., член-корр. РАН, д.т.н., проф. (Санкт-Петербург)
Колесников А.Г., д.т.н., проф. (Москва)
Кошелев О.С., д.т.н., проф. (Н. Новгород)
Лунев А.Н., д.т.н., проф. (Казань)
Махутов Н.А., член-корр. РАН, д.т.н., проф. (Москва)
Пановко Г.Я., д.т.н., проф. (Москва)
Перминов М.Д., д.т.н., проф. (Москва)
Петров А.П., д.т.н., проф. (Москва)
Полилов А.Н., д.т.н., проф. (Москва)
Поникаров С.И., д.т.н., проф. (Казань)
Приходько В.М., член-корр. РАН, д.т.н., проф. (Москва)
Резчиков А.Ф., член-корр. РАН, д.т.н., проф. (Саратов)
Рототаев Д.А., д.т.н., проф., акад. РАРАН (Москва)
Теряев Е.Д., член-корр. РАН, д.т.н., проф. (Москва)
Федоров М.П., член-корр. РАН, д.т.н., проф. (Санкт-Петербург)
Хохлов Н.Г., д.п.н., проф. (Москва)
Чаплыгин Ю.А., член-корр. РАН, д.т.н., проф. (Москва)
Шляпин А.Д., д.т.н., проф. (Москва)
Штриков Б.Л., д.т.н., проф. (Самара)

МАШИНЫ И СИСТЕМЫ МАШИН

Горобцов А.С., Статников Р.Б., Солоденков С.В.
Задача оптимизации виброизоляции машин
с учетом разброса значений параметров 2

Певзнер А.А.
Анализ электромагнитных процессов в системе
статический преобразователь – электродинамический
преобразователь вибрационных приводов 10

ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ

**Скрибанов Е.В., Горбачев Н.Г.,
Колотов А.В., Чистякова А.С.**
Бесконтактный контроль зубчатых колес
с использованием лазерного кольцевого генератора 21

Гуреева М.А., Феклисов С.И.
Технологические особенности электронно-лучевой сварки
пористых металлических материалов 29

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МАШИН И СИСТЕМ

Локощенко А.М., Платонов Д.О.
Математическое моделирование длительной прочности
цилиндрических оболочек в агрессивной среде
при сложном напряженном состоянии. Часть 2 39

Анисимов М.К., Поникаров С.И., Черенков А.В.
Численный анализ устойчивости цилиндрических оболочек,
нагруженных осевой сжимающей силой,
с учетом геометрических несовершенств 49

ПРОБЛЕМЫ ИНЖЕНЕРНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

Рачков М.Ю., Скибневский М.
Развитие инженерного образования в США 57

Информация 64

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ!

Подписка на журнал
«Машиностроение и инженерное образование»
проводится в издательстве МГИУ

Тел.: (495) 674-62-50.

E-mail: mio@msiu.ru

ЗАДАЧА ОПТИМИЗАЦИИ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ МАШИН С УЧЕТОМ РАЗБРОСА ЗНАЧЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ

А.С. Горобцов, Р.Б. Статников, С.В. Солоденков



**ГОРОБЦОВ
Александр
Сергеевич**

Профессор, доктор технических наук, заведующий кафедрой «Высшая математика» Волгоградского технического университета. Специалист в области компьютерного моделирования динамики пространственных механических систем. Автор более 80 научных трудов, в том числе одной монографии.

Введение

Разработка систем виброизоляции машин и агрегатов во многих случаях основывается на использовании существующих виброзащитных элементов. Расчет эффективности системы виброизоляции при номинальных значениях параметров самих характеристик виброзащит-



**СТАТНИКОВ
Роман
Бенционович**

Профессор, доктор технических наук, зав. лабораторией «Теория и методы оптимального проектирования» Института машиноведения РАН. Автор нескольких монографий и более чем 200 научных работ. Является одним из лидеров в областях многокритериальной оптимизации, векторной идентификации и многокритериального проектирования. Его работы получили мировое признание и широко применяются во всевозможных направлениях науки и техники. Читал курсы лекций в МГТУ им. Н.Э. Баумана, МИИТе, Стенфордском и Дж. Хопкинса университетах (США) и др. В настоящее время ведет научную и педагогическую работу в Naval Postgraduate School, Monterey, США.



**СОЛОДЕНКОВ
Сергей
Владимирович**

Доцент кафедры «Теплотехника и гидравлика» Волгоградского технического университета (ВолгГТУ), кандидат технических наук, специалист в области многомерных систем автоматического управления. Автор более 40 научных трудов.

ных элементов хорошо проработан [1] и позволяет выбрать элементы, обеспечивающие нужный уровень виброизоляции. Однако характеристики серийных виброизоляторов обладают довольно большим разбросом значений. В связи с этим актуальной остается задача отбора такого конструктивного варианта, который бы минимизировал ухудшение эффективности системы виброзащиты из-за разброса ее характеристик. В данной статье такая задача рассматривается для системы амортизации автономной энергетической установки.

Моделирование конструкции

Рассматривается вибрация конструкции дизель-генератора мощностью 1500 кВт на амортизированной раме под действием возмущений дизеля и неуравновешенности вращающихся частей. Особенностью задачи является то, что жесткостные свойства штатных амортизаторов рамы обладают 2-3-х кратным технологическим разбросом, поэтому при поиске оптимальных параметров необходимо учитывать чувствительность системы к изменениям ее параметров. Математическая модель энергетической установки, включающая математические модели дизеля, генератора и рамы на амортизаторах, формировалась и решалась с помощью системы моделирования ФРУНД [2, 3].

При моделировании принималось, что дизель содержит остов, жестко соединенный с рамой, коленчатый вал и 12 поршневых групп, каждая из которых состоит из поршня и шатуна. Коленчатый вал включает шесть жестко соединенных с ним противовесов. Силы, действующие на поршни, определяются с использованием типичных индикаторных диаграмм.

Генератор представлен двумя телами – вращающимся ротором и корпусом, жестко закрепленным на раме. Ротор генератора одной точкой связан с корпусом генератора и одной точкой – с муфтой. Коленчатый вал и ротор генератора жестко связаны в направлении вращения и имеют ограниченную жесткость в радиальном направлении. Радиальная жесткость

муфты позволяет моделировать несоосность соединения ротора и коленвала.

Рама агрегата считается твердым телом, соединенным с неподвижным основанием с помощью амортизаторов, передающих усилия в трех направлениях. Масса всего агрегата составляет 29 тонн.

Частота вращения коленвала определяется параметрами индикаторной диаграммы и задаваемым моментом сопротивления генератора. Для моделирования эксплуатационных разрегулировок дизеля индикаторная диаграмма каждого цилиндра имеет отклонение от номинальной, задаваемое случайной величиной с нулевым математическим ожиданием.

Разработанная математическая модель достаточно точно описывает возмущения от сил неуравновешенности кривошипно-шатунного механизма, неравномерности крутящего момента, статической и динамической несбалансированности коленчатого вала и ротора генератора. Модель упрощенно учитывает свойства муфты соединения коленчатого вала с ротором (рассматривается два пальца муфты).

Результаты расчета

Для анализа возмущений, возникающих при работе дизель-генератора, были рассчитаны спектры сил, возникающих в опорах крепления дизеля и генератора при работе в режиме 1000 об/мин и выдаче мощности на валу дизеля 1500 кВт. В расчетах, выполненных для получения характеристик возмущений, принималось, что рама агрегата крепится к неподвижному основанию амортизаторами с жесткостью, соответствующей нижней границе допусков. На рис. 1 показаны спектры вертикальной силы в задней опоре дизеля.

Из результатов расчетов следует, что максимальное вибрационное воздействие от дизеля происходит на частоте первой и третьей гармоники. Возмущение с частотой третьей гармоники обусловлено неравномерностью крутящего момента и не зависит от эксплуатационных разрегулировок двигателя. На идеаль-