

На правах рукописи

Поздеев Леонид Валерьевич

**УЛУЧШЕНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СУДОВЫХ ЭЛЕКТРОВЕНТИЛЯТОРОВ**

Специальность 05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов
и детали машин»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Томск 2011

Работа выполнена в открытом акционерном обществе
«Научно-производственный центр «Полюс» и на кафедре
Механики и графики Томского государственного
университета систем управления и радиоэлектроники

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Люкшин Борис Александрович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Максак Владислав Иванович

доктор технических наук, профессор
Филиппов Юрий Александрович

Ведущая организация: **Национальный исследовательский
Томский политехнический университет,**
г. Томск

Защита состоится «30» декабря 2011 г. в 10 часов на заседании диссер-
тационного совета Д 212.265.03 в Томском государственном архитектурно-
строительном университете по адресу: 634003, г. Томск, пл. Соляная, 2, кор-
пус 4, ауд. 308, тел./факс (3822) 650723.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Томского государст-
венного архитектурно-строительного университета

Автореферат разослан «__» ноября 2011 г.

Ученый секретарь диссертационного
совета, д.ф.-м.н., доцент

А.А. Клопотов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Одним из самых распространенных типов механизмов в промышленности являются вентиляционные установки, основным элементом которых – вентилятор.

На сегодняшний день наибольшее распространение получили центробежные вентиляторы. Их используют в системах вентиляции всех отраслей промышленности, для кондиционирования воздуха зданий, проветривания горных выработок и т.д.

Кроме того, центробежные вентиляторы играют важнейшую роль в системах жизнеобеспечения автономных объектов и являются наиболее распространённым видом судового оборудования.

Кроме требований, предъявляемых обычно к вентиляторам общепромышленного назначения, к центробежным судовым электровентиляторам (ЦСЭВ) предъявляются дополнительные специфические требования: они должны быть вибро- и ударостойкими, иметь минимальные габариты и массу, устойчиво работать в аварийных условиях, при крене и дифференте судна, иметь высокий коэффициент полезного действия. Эти требования определяют особенности схем компоновки и характеристик ЦСЭВ. При этом одним из основных требований, предъявляемых к ЦСЭВ, является обеспечение заданных виброшумовых характеристик.

Следует отметить, что повышенные уровни вибрации оборудования негативно сказываются на здоровье человека, вызывая нарушения в нервной и костно-суставной системах, повышение артериального давления, нарушения остроты зрения и т.д.

Анализ публикаций показал, что вибрация ЦСЭВ может быть подразделена на вибрацию механического, аэродинамического и электромагнитного происхождения. Наиболее эффективным путём снижения уровней вибрации считается её подавление в источнике за счет проведения конструктивно-технологических мероприятий: повышения точности изготовления и монтажа отдельных деталей и узлов; оптимизации геометрии проточной части вентилятора и рабочего колеса; повышения качества балансировки и т.д. Однако борьба с вибрацией вентиляторов по данному пути приводит к значительному увеличению сложности и стоимости их изготовления. В настоящее время прогресс в снижении уровней вибрации ЦСЭВ просматривается не в снижении виброактивности источника, а в применении эффективных средств виброизоляции.

Актуальность проблемы снижения уровней вибрации подчёркивается тем, что малая виброактивность становится сегодня основным показателем высокого качества и надёжности ЦСЭВ, а широкое распространение центробежных вентиляторов делает задачу улучшения вибрационных характеристик актуальной не только для отечественного флота, но и для всего народного хозяйства в целом.

Цель диссертационной работы состоит в разработке методов улучшения вибрационных характеристик ЦСЭВ на основе результатов модальных ис-

пытаний конструкции, аналитического расчёта частот свободных колебаний с учётом влияния параметров амортизаторов в заданном режиме работы.

Для достижения поставленной цели определены следующие **направления исследований**:

1. Реализация интегрированного подхода к анализу результатов численного моделирования и натурных испытаний ЦСЭВ;
2. Разработка адекватной модели конструкции амортизирующего крепления вентилятора, позволяющей получить полное описание динамики его поведения, для проведения эффективных модификаций;
3. Определение оптимальной схемы компоновки амортизирующего крепления, обеспечивающей повышенную эффективность амортизации;
4. Оценка физико-механических характеристик резинометаллических амортизаторов и влияния их нелинейности на уровни вибрации вентиляторов.

Методы решения задач. Для решения поставленных задач в работе использованы экспериментальные методы исследования, методы теории механических колебаний, алгебраических и дифференциальных уравнений, модального анализа, пакеты прикладных программ Excel, Maple, Matlab, MathCAD, ME'scopeVES. Последний, в частности, использован для конечно-элементного моделирования исследуемых конструкций и проведения экспериментального и математического модального анализа.

Достоверность и обоснованность результатов подтверждается использованием физически обоснованных моделей, адекватных математических моделей, использованием отестированных вычислительных алгоритмов для проведения расчётов, экспериментальными исследованиями и сопоставлением их результатов с итогами аналитического модального анализа.

Научная новизна диссертационной работы заключается в следующем:

1. Создана адекватная конечно-элементная модель конструкции промежуточной рамы двухкаскадного амортизирующего крепления центробежного вентилятора, позволяющая исследовать динамику поведения промежуточной рамы в резонансных режимах её работы и оценивать влияние её конструктивных модификаций на виброактивность вентилятора;
2. Получены аналитические зависимости физико-механических характеристик резинометаллических амортизаторов от деформации, обеспечивающие корректность расчёта систем амортизации;
3. Обосновано использование результатов модального анализа отдельных элементов конструкции вентилятора, позволяющих учесть собственные динамические характеристики элемента, при совершенствовании его конструкции для снижения виброактивности;
4. Разработана структура и реализован интегрированный подход к анализу результатов численного моделирования и натурных испытаний, позволяющий оценить эффективность мероприятий по снижению уровней вибрации вентиляторов в процессе их разработки и модификации.

Практическая ценность работы заключается в следующем:

1. Модель конструкции промежуточной рамы двухкаскадного амортизирующего крепления центробежного вентилятора, учитывающая габаритно-

массовые характеристики изделия, физико-механические характеристики материала, позволяет проводить модификации конструкции, расчет параметров их напряженно-деформированного состояния и резонансных частот, а также анализировать формы колебаний;

2. Усовершенствованная конструкция промежуточной рамы низкой виброактивности обеспечивает эффективное снижение уровней вибрации на опорных связях вентилятора;

3. Полученные динамические характеристики резинометаллических амортизаторов обеспечивают корректность расчётов при проектировании амортизирующих креплений судовых электровентиляторов;

4. Получены объективные показатели эффективности мероприятий направленных на снижение виброактивности ЦСЭВ, на основе многоаспектной комплексной оценки результатов численного моделирования и натурных испытаний.

Новизна технических решений подтверждается патентом РФ на полезную модель.

Реализация результатов работы. Результаты проведённых исследований используются в ОАО «НПЦ «Полнос» при разработке ЦСЭВ низкой вибро- и шумоактивности.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту:

1. Модель промежуточной рамы двухкаскадного амортизирующего крепления позволяет проводить конструктивные модификации и осуществлять корректный расчёт динамических характеристик;

2. Полученные аналитические зависимости параметров резинометаллических амортизаторов от деформации позволяют определить их реальные динамические характеристики и обеспечивают достижение требуемой эффективности амортизирующего крепления;

3. Усовершенствованная конструкция двухкаскадного амортизирующего крепления обеспечивает эффективное снижение уровней вибрации вентилятора в диапазоне частот основных возмущающих сил;

4. Использование интегрированного подхода к анализу результатов численного моделирования и натурных испытаний амортизирующего крепления позволяет проводить эффективную модификацию его конструкции для снижения уровней вибрации на опорных связях вентилятора.

Личный вклад автора:

1. Разработана структура и реализован интегрированный подход к анализу результатов численного моделирования и натурных испытаний системы двухкаскадной амортизации ЦСЭВ;

2. Разработана конечно-элементная модель промежуточной рамы двухкаскадного амортизирующего крепления ЦСЭВ;

3. Проведены исследования зависимости резонансных частот резинометаллических амортизаторов от деформации;

4. Получены аналитические зависимости резонансной частоты резинометаллических амортизаторов от деформации.

Апробация работы. Основные результаты проведённых исследований докладывались и обсуждались на всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных «Научная сессия ТУСУР» (Томск, 5 – 8 мая 2008 г.); научно-технической конференции молодых специалистов ОАО «Информационные спутниковые системы» имени академика М.Ф. Решетнёва» (Красноярск, 2008 г.); научно-технических конференциях «Электронные и электротехнические системы и устройства» (Томск, ОАО «НПЦ «Полус» 10 – 11 апреля 2008 г. и 22 – 23 апреля 2010 г.); международных научно-практических конференциях студентов и молодых учёных «Современные техника и технологии» (Томск, 4 – 8 мая 2009 г. и 12 – 16 апреля 2010 г.); всероссийской научно-технической конференции «Измерения и испытания в судостроении и смежных отраслях» (Санкт-Петербург, 18 – 20 октября 2010 г.).

Публикации.

Результаты выполненных исследований отражены в 9 печатных работах, в том числе в двух статьях в центральной периодической печати из перечня ВАК и одном патенте РФ на полезную модель.

Структура и объём диссертации.

Диссертационная работа состоит из введения, четырёх глав, заключения, списка литературы и приложения. Общий объём работы 167 страниц, в т.ч. рисунков – 50, таблиц – 14, библиография содержит 74 наименования, приложений – 4.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность проводимых исследований, сформулирована цель диссертационной работы, поставлены основные задачи, раскрыта научная новизна и практическая ценность исследований, представлены основные положения, выносимые на защиту.

Первая глава диссертации посвящена анализу путей снижения вибрации ЦСЭВ. Рассмотрены особенности проектирования ЦСЭВ свидетельствующие, что схемы их компоновки и характеристики определяются спецификой дополнительных требований (вибро-, ударостойкость, минимальные габариты и масса, устойчивая работа в аварийных условиях, при крене и дифференте судна и др.) и условиями эксплуатации. Отмечено, что основным показателем высокого качества и надёжности современных ЦСЭВ является их малая виброактивность. Проведён аналитический обзор классификации источников вибрации и путей её снижения.

Обзор конструктивных особенностей ЦСЭВ с пониженными уровнями вибрации и шума свидетельствует о высокой эффективности применения резинометаллических амортизаторов и системы двухкаскадной виброизоляции опорных связей вентиляторов для снижения их уровней вибрации. Отмечена зависимость резонансной частоты изделия на амортизаторах от величины рабочей деформации, что необходимо учитывать при расчёте систем амортизации. Также отмечено, что промежуточный каскад амортизации вносит в конструкцию вентилятора дополнительные резонансы, что приводит к увеличению

уровней вибрации в диапазоне данных резонансных частот и делает промежуточную раму вентилятора наиболее критичным элементом его конструкции.

Обзор методов решения задач снижения вибрации ЦСЭВ показал высокую эффективность использования экспериментального модального анализа для получения информации о собственных частотах, формах колебаний и демпфировании отдельных элементов конструкции ЦСЭВ. Отмечена актуальность интегрированного подхода к использованию результатов численного моделирования и натурных испытаний с целью достижения высокого качества изделия уже на стадии разработки.

Во второй главе разработана структура интегрированного подхода к анализу результатов численного моделирования и натурных испытаний двухкаскадного амортизирующего крепления ЦСЭВ (рис. 1) с целью его эффективной модификации для снижения уровней вибрации на опорных связях вентилятора.



Рис.1. Структура интегрированного подхода к анализу результатов испытаний

С использованием пакета программ ME'scopeVES получена конечно-элементная модель прототипа промежуточной рамы ЦСЭВ БЭВ2-25/25. Выбор указанной системы моделирования и анализа обусловлен возможностью прово-

дить конечно-элементный анализ, моделировать физические изменения в конструкции и вычислять результирующие изменения их мод, широкими возможностями обработки сигналов, в том числе проведение анализа в условиях множества датчиков, возможностью строгого сопоставления результатов численного моделирования и натурных испытаний.

Модель прототипа рамы (рис. 2) электровентилятора соответствует конструкторской документации с минимальной идеализацией форм деталей: не построены отверстия под амортизаторы, поскольку тип амортизаторов при модификации конструкции рамы не изменяется; болтовые соединения отдельных частей рамы приняты абсолютно жесткими; не указаны радиусы скругления, фаски и т.п.

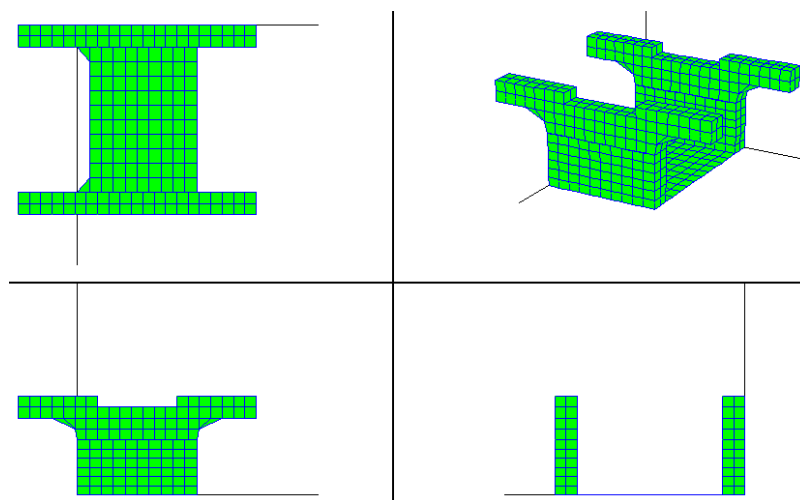


Рис. 2. Конечно-элементная модель промежуточной рамы

Модель в общей сложности состоит из 340 конечных элементов, из которых 92 элемента – пластины, формирующие нижнюю связующую пластину рамы и 248 элементов – призмы и блоки, формирующие оба основания рамы.

По результатам математического модального анализа предварительной конечно-элементной модели прототипа промежуточной рамы вентилятора установлено наличие собственных частот 29,2 Гц и 65,8 Гц с низкими коэффициентами демпфирования 0,11% и 0,28% соответственно, располагающихся в диапазоне частот основных возмущающих сил (до 100 Гц). Низкие значения коэффициентов демпфирования указывают на высокую добротность данных резонансных пиков, что приводит к значительному увеличению уровней вибрации на данных частотах.

В результате аналитического расчёта частот свободных колебаний вентилятора с прототипом амортизирующего крепления (рис. 3, а) подтверждено, что из различных вариантов размещения амортизаторов предпочтителен тот, при котором центры тяжести амортизируемого объекта и промежуточной рамы совпадают с центрами жесткости соответственно внутреннего и наружного каскадов амортизирующего крепления, а главные центральные оси инерции объекта и промежуточной рамы совмещены с главными центральными осями жесткости соответственно внутреннего и наружного каскадов.

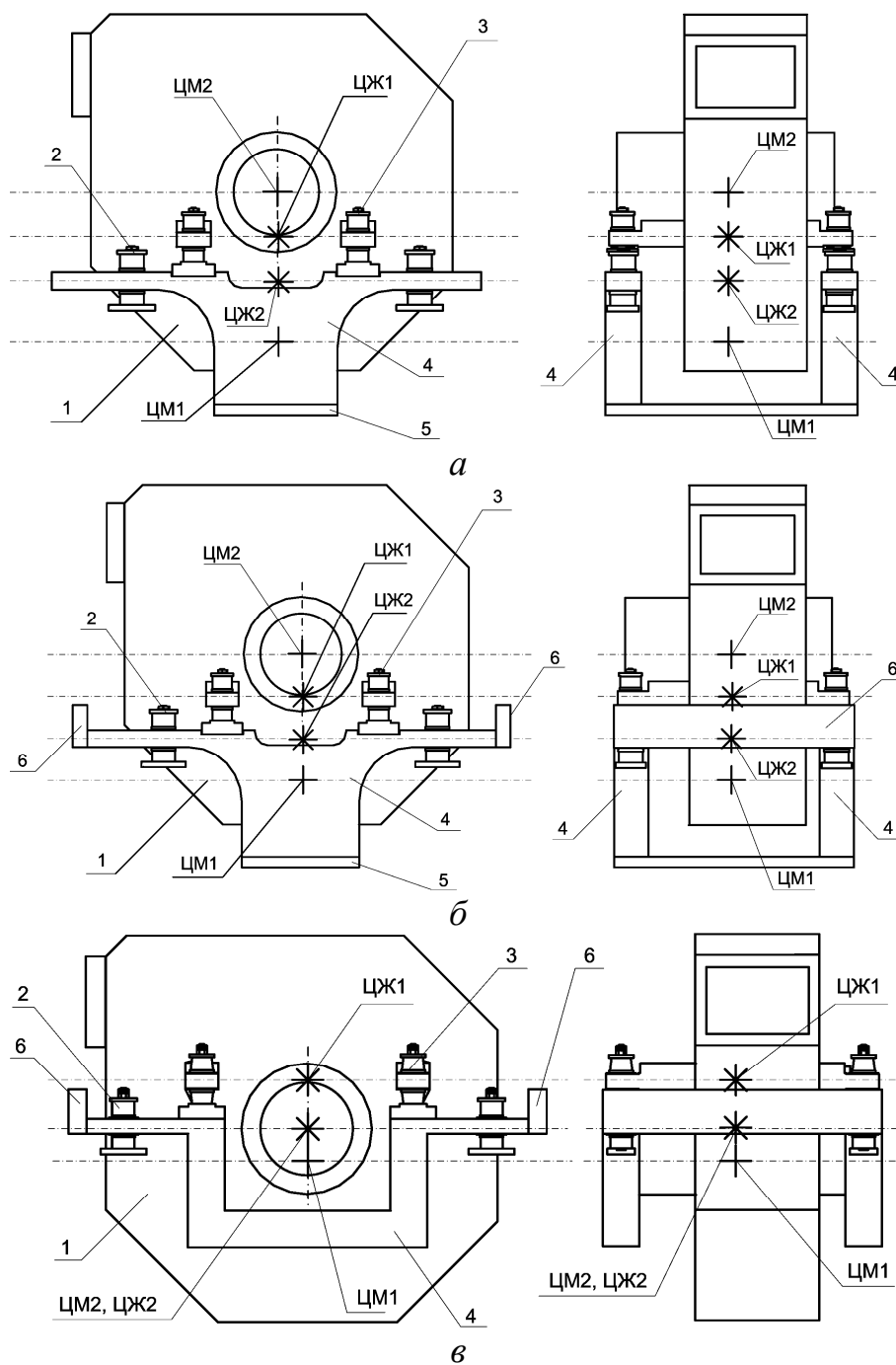


Рис. 3. Двухкаскадное амортизирующее крепление центробежного вентилятора: 1) вентилятор; 2,3) амортизаторы второго и первого каскадов; 4) основание промежуточной рамы; 5,6) нижняя и боковая связующие пластины. Конструкция: а) прототип; б) модифицированная; в) усовершенствованная. Центры масс: ЦМ1 – вентилятора, ЦМ2 – промежуточной рамы. Центры жесткости: ЦЖ1 – вентилятора, ЦЖ2 – промежуточной рамы

Для минимизации ширины спектра частот свободных колебаний а, следовательно, повышения эффективности амортизации использован принцип сведения центров масс амортизируемого тела и промежуточной рамы, а также центров жесткости обоих каскадов амортизации в одну точку.

На основании результатов расчёта частот свободных колебаний вентилятора с прототипом амортизирующего крепления и математического модального анализа предложены модификация прототипа рамы (рис. 3, б) и усовершенствованная конструкция рамы (рис. 3, в) (патент РФ № 100573).

Показано, что снижение уровней вибрации на опорных связях вентилятора достигается за счет повышенной жесткости рамы, увеличения ее главных моментов инерции и перераспределения положения центров масс вентилятора и рамы, а также центров жесткости обоих каскадов амортизации, благодаря чему конструкция рамы не имеет собственных резонансов в диапазоне частот основных возмущающих сил и минимизирована ширина спектра частот свободных колебаний. Сравнительная оценка значений частот свободных колебаний вентилятора с прототипом (П), модернизированным (М) и усовершенствованным (У) амортизирующим креплением приведена в табл.1, где $f_{z1,2}$ – собственные частоты поступательных колебаний вдоль оси Z; $f_{v1,2}$ – частоты поворотных колебаний вокруг оси Z; частоты двусвязных свободных колебаний: $f_{x\psi1-4}$ – поступательных вдоль оси X и поворотных вокруг оси Y; $f_{y\phi1-4}$ – поступательных вдоль оси Y и поворотных вокруг оси X.

Таблица 1

Конструкция рамы	f_{z1}	f_{z2}	f_{v1}	f_{v2}	$f_{x\psi1}$	$f_{x\psi2}$	$f_{x\psi3}$	$f_{x\psi4}$	$f_{y\phi1}$	$f_{y\phi2}$	$f_{y\phi3}$	$f_{y\phi4}$
П	9,1	29,9	11,7	35,5	6,0	14,7	28,9	33,6	5,4	11,5	28,7	54,6
М	9,0	28,4	11,5	29,3	7,3	12,7	25,9	35,3	6,1	10,6	23,4	29,1
У	9,1	29,1	12,2	27,6	8,3	10,7	27,5	32,4	7,4	8,9	23,2	27,6

Поскольку на эффективность амортизирующего крепления вентилятора, наряду с рациональной компоновкой, оказывают влияние параметры амортизаторов, то значительное внимание уделено корректности их определения.

Наличие зависимости параметров резинометаллических амортизаторов от деформации обуславливает необходимость при выполнении проектных расчетов использовать экспериментальные значения этих параметров.

Предложено экспериментально устанавливать значения параметров амортизаторов по амплитудно-частотной характеристике (АЧХ), получаемой при их номинальной статической нагрузке и постоянной деформации, максимально приближенной к деформации амортизаторов в номинальном режиме работы оборудования, из соотношений:

$$C = \omega_p^2 M = (2\pi f_p)^2 \frac{P}{g};$$

$$Z = \frac{F}{V} = \frac{Ma}{\omega_p \delta} = \omega_p M = 2\pi f_p \frac{P}{g},$$

где C – вибрационная жесткость амортизатора; Z – механическое сопротивление амортизатора; $\omega_p = 2\pi f_p$ – круговая резонансная частота; M – масса эквива-

лента нагрузки, нагружающего амортизатор; f_p – резонансная частота эквивалента нагрузки; P – номинальная статическая нагрузка; g – ускорение свободного падения; F – сила, нагружающая амортизатор; V – скорость системы; a – ускорение, сообщаемое эквиваленту нагрузки; δ – деформация амортизатора.

Приведённые зависимости наглядно отражают, что параметры (C и Z) зависят от значения резонансной частоты (f_p), которая, в свою очередь, обусловлена амплитудой вибронегрузки амортизаторов (δ).

В третьей главе приведены результаты экспериментального модального анализа (ЭМА) модели прототипа промежуточной рамы, подтверждающие адекватность модели реальной конструкции и её пригодность для оценки влияния конструктивных модификаций. Проведено исследование влияния конструктивных модификаций на динамические характеристики рамы. Проведён ЭМА опытных образцов модернизированных промежуточных рам, подтверждающий рациональность предлагаемых модификаций для снижения виброактивности рамы. Приведена разработанная методика определения характеристик резино-металлических амортизаторов при заданной деформации. На основе экспериментальных данных получены аналитические зависимости, позволяющие определить значения динамических характеристик амортизаторов при заданной деформации.

ЭМА проводился на специализированном комплексе [3]. На рис. 4 приведена каркасная модель рамы с указанием точек приложения возбуждающей конструкции силы и точек съёма реакции на возбуждающее воздействие.

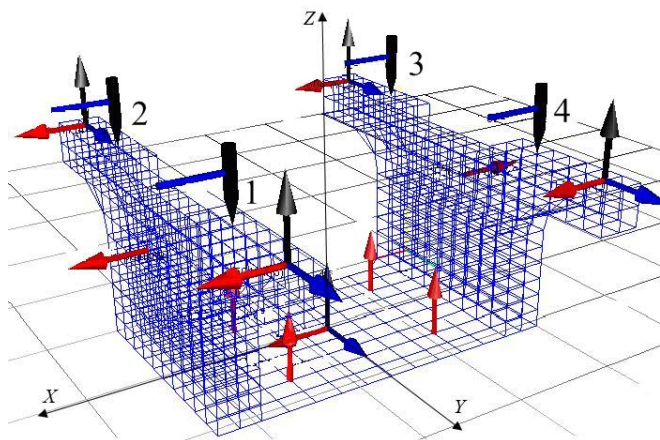


Рис. 4. Каркасная модель прототипа рамы для проведения ЭМА

Испытание проводилось методом ударного возбуждения модальным молотком. Точки приложения возмущающих конструкцию воздействий располагаются в местах крепления амортизаторов первого каскада к раме (точки 1 – 4 на рис. 4), с целью имитации передачи возбуждающих сил на раму от вентилятора.

Сравнение результатов моделирования и эксперимента по оценке значений модальных частот и форм колебаний показало, что расхождение результатов составляет не более 15% (табл. 2). Это подтверждает адекватность модели реальной конструкции.

Поскольку наиболее отрицательное влияние на уровни вибрации на опорных связях вентилятора оказывают резонансы рамы в диапазоне частот до 100 Гц, то проведена модификация прототипа конструкции рамы путём добавления связывающих основания рамы (4) боковых пластин (6) (рис. 3, б), увеличивающих жесткость рамы. Кроме того, при данной модификации увеличиваются и главные моменты инерции, повышая эффективность амортизации.

Таблица 2

№ моды	Экспериментальная модальная частота рамы, Гц	Аналитическая модальная частота рамы, Гц
1	29,4	29,2
2	59,0	65,8
3	257,0	250,0
4	393,0	346,0
5	428,0	473,0
6	523,0	591,0
7	756,0	812,0

С целью более эффективного снижения уровней вибрации на опорных связях вентилятора совмещены ЦМ2 с ЦЖ2, тем самым получено, что главные центральные оси инерции вентилятора совмещены с главными центральными осями жесткости амортизирующего крепления второго каскада. Поскольку основная масса рамы в результате первой модификации остаётся сосредоточенна у оси Z, для более эффективного увеличения её моментов инерции масса рамы распределена по краям (рис 3, в).

В табл. 3 приведены сравнительные результаты конечно-элементного анализа и ЭМА конструкций модифицированной (М) и усовершенствованной (У) промежуточных рам, подтверждающие адекватность моделей реальным конструкциям с погрешностью (значения модальных частот) не превышающей 15% и отсутствие собственных резонансов ниже 100 Гц.

Таблица 3

№ моды	Экспериментальная модальная частота рамы, Гц		Коэффициент демпфирования рамы, %		Аналитическая модальная частота, Гц	
	М	У	М	У	М	У
1	105	117	5,64	0,98	102	109
2	121	119	1,14	0,40	136	114
3	253	172	0,48	2,25	241	154
4	311	306	2,85	0,01	319	294
5	380	362	1,64	0,005	345	341
6	448	445	1,29	0,84	434	451
7	494	521	0,58	0,28	510	502

Для определения зависимости резонансных частот применяемых резино-металлических амортизаторов от уровней воздействующей вибрации предложена следующая методика:

1. Четыре амортизатора устанавливаются на специальную монтажную плиту, к которой крепится эквивалент нагрузки, обеспечивающий их номинальную статическую нагрузку (рис. 5). Собранный установка закрепляется на

столе вибростенда. Виброизмерительные преобразователи (ВИП) располагаются в центре эквивалента нагрузки и в местах крепления амортизаторов на установке, их оси ориентируются по направлению действия вибрации.

2. Для обеспечения заданной деформации амортизаторов все ВИП включаются в управление обратной связью вибрационной системы, при этом управление осуществляется по максимальному из значений амплитуд виброперемещения, полученных с помощью ВИП.

3. При постоянном значении заданной амплитуды виброперемещения плавно изменяется частота в диапазоне от 3 до 35 Гц со скоростью не более 1 октавы в минуту.

4. Определяются резонансные частоты эквивалента нагрузки на амортизаторах по АЧХ в режиме реального времени или при обработке результатов испытаний.

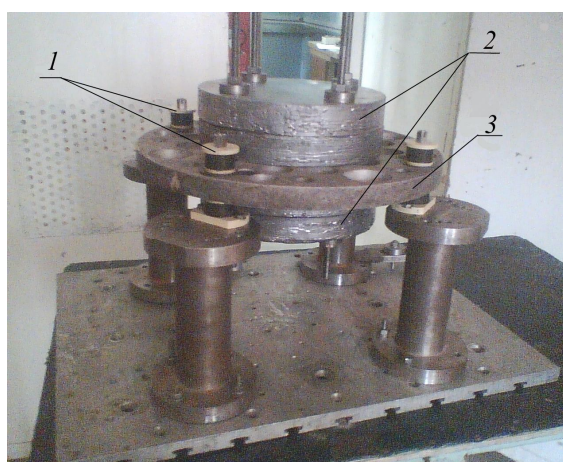


Рис. 5. Установка для испытаний: 1 – амортизаторы; 2 – эквивалент нагрузки; 3 – монтажная плита.

Полученные данные подтверждают снижение резонансной частоты эквивалента нагрузки на амортизаторах при увеличении их деформации, что приводит к изменению параметров. Эта зависимость близка к линейной при логарифмическом масштабе по деформации (рис. 6), характерна для рассмотренных типов амортизаторов (АРМОО, АРМОО-М, АКСС) и вызвана увеличением амплитуды силы их упругого сопротивления при увеличении амплитуды деформации и, как следствие, уменьшением коэффициента демпфирования, который может быть определён по формуле

$$\gamma = \frac{R}{S},$$

где R и $S = C\delta$ – амплитуда сил неупругого и упругого сопротивлений.

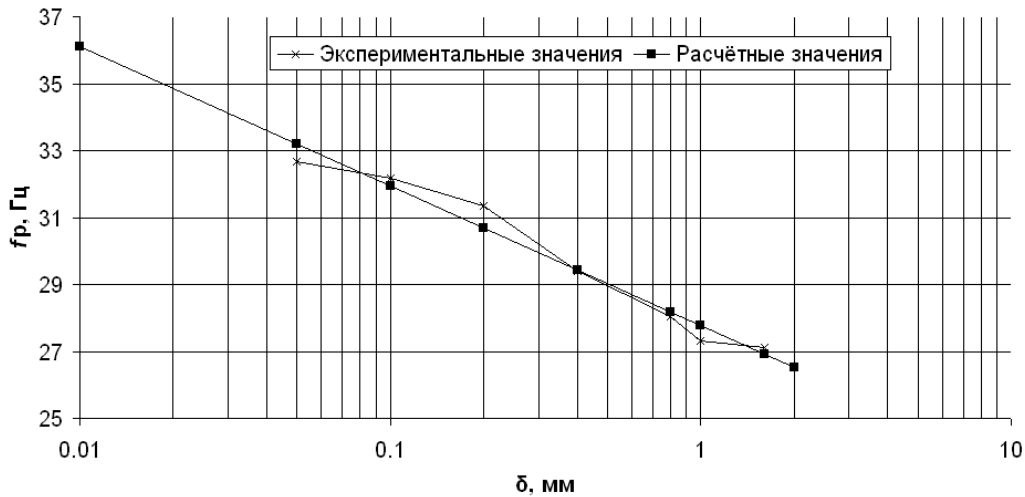


Рис. 6. Типовая зависимость резонансной частоты амортизаторов типа АРМОО, АРМОО-М и АКСС в осевом направлении от уровня деформации

Проведя аппроксимацию рассматриваемой экспериментально установленной зависимости для конкретного типоразмера амортизатора можно определить угол её наклона по выражению

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\Delta f}{\Delta \ln\left(\frac{1}{\delta}\right)},$$

где Δf – изменение частоты, Гц.

Из соотношения

$$\Delta f_{\delta} = \ln\left(\frac{1}{\delta}\right) \operatorname{tg} \alpha$$

вычисляется изменение резонансной частоты при заданной деформации амортизаторов.

Таким образом, резонансная частота оборудования на амортизаторах при заданной деформации

$$f_{p\delta} = \Delta f_{\delta} + f_1,$$

где f_1 – резонансная частота при деформации 1 мм.

Таким образом, получены аналитические зависимости, позволяющие определить значения параметров амортизаторов при заданной деформации.

На основании результатов испытаний амортизаторов типа АРМОО и АРМОО-М откорректированы значения их основных динамических характеристик.

В четвёртой главе проведена оценка эффективности модификации двухкаскадного амортизирующего крепления вентилятора для снижения уровней вибрации.

Предложен алгоритм оценки полезности модификации амортизирующего крепления вентилятора предполагающий проведение контрольных испытаний опытного образца промежуточной рамы и формирование заключения об эффективности проведённых модификаций.

Проведены сравнительные расчеты частот свободных колебаний электро-вентиляторов нескольких типоразмеров с прототипом и с усовершенствованной конструкцией двухкаскадного амортизирующего крепления. Полученные результаты свидетельствуют о сужении ширины спектра частот двусвязных свободных колебаний на 10 – 20 %, что повышает эффективность амортизации. Кроме того частоты свободных колебаний вентиляторов с усовершенствованной промежуточной рамой располагаются ниже оборотной частоты вентилятора (50 Гц), являющейся основной возбуждающей силой, что исключает негативное влияние амортизирующего устройства на уровни вибрации.

Экспериментально установлены значения механических параметров амортизаторов типа АРМОО, АРМОО-М, использование которых при выполнении проектных расчетов систем амортизации увеличивает их точность на 15 – 20 %.

Анализ вибрационных характеристик электровентилятора с усовершенствованным (У) амортизирующим креплением и прототипом (П) (рис. 7) свидетельствует о снижении уровней вибрации на опорных связях вентилятора в диапазоне 20...100 Гц на 10...15 дБ.

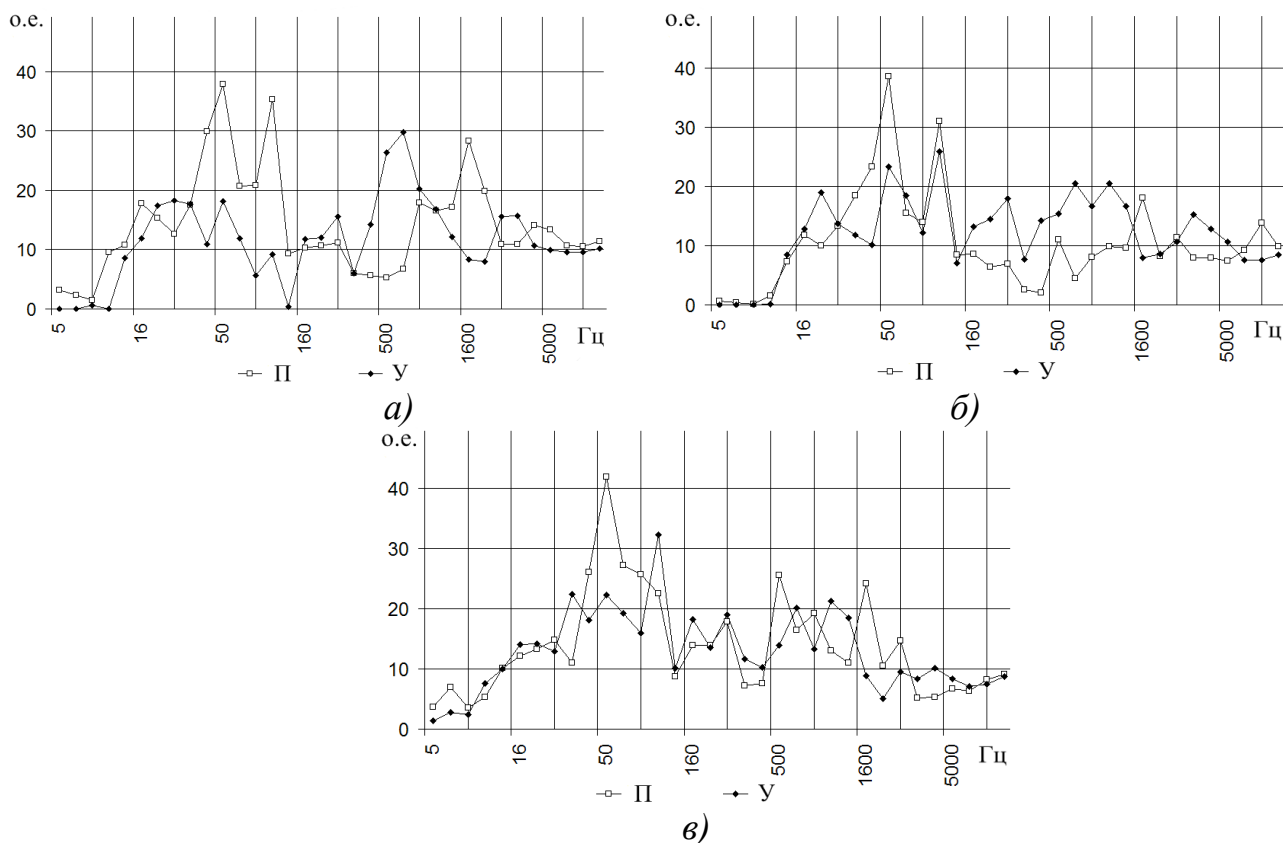


Рис. 7. 1/3-октавные спектры вибрации БЭВ2 – 25/25: а) по оси X; б) по оси Y; в) по оси Z

Вместе с этим наблюдается ожидаемое увеличение уровней вибрации в диапазоне 100...1000 Гц на 5...10 дБ, обусловленное наличием у рамы усовершенствованной конструкции большего, чем у прототипа рамы, числа собственных резонансных частот в данном диапазоне.

В приложениях приведены результаты испытаний амортизаторов типа АРМОО, АРМОО-М и АКСС по определению динамических характеристик, результаты ЭМА и численного моделирования промежуточных рам двухкаскадного амортизирующего крепления вентилятора, алгоритм расчёта амортизирующего крепления в среде MathCAD и акт о внедрении результатов диссертационной работы.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Разработана структура и реализован интегрированный подход к анализу результатов численного моделирования и натурных испытаний двухкаскадного амортизирующего крепления ЦСЭВ, обеспечивающий получение полного описания динамики поведения промежуточной рамы.

2. Разработана адекватная конечно-элементная модель промежуточной рамы двухкаскадного амортизирующего крепления вентилятора, позволяющая проводить конструктивные модификации рамы и осуществлять корректный расчёт динамических характеристик после выполнения модификации.

3. Получены аналитические зависимости на основе обработки экспериментальных данных, позволяющие определить значения динамических характеристик резинометаллических амортизаторов типа АРМОО, АРМОО-М, АКСС при любой деформации, что обеспечивает получение точных значений характеристик резинометаллических амортизаторов при заданной деформации и, как следствие, увеличивает точность расчёта амортизирующих систем ЦСЭВ при их проектировании на 15 – 20 %. Уточнены значения механических параметров амортизаторов типа АРМОО и АРМОО-М всех типоразмеров.

4. На основании результатов анализа принципиальной динамической схемы двухкаскадного амортизирующего крепления и модального анализа прототипа промежуточной рамы ЦСЭВ определена оптимальная схема её компоновки и предложена усовершенствованная конструкция промежуточной рамы (патент РФ №100573), обеспечивающая снижение уровней вибрации на опорных связях вентилятора в диапазоне частот 20...100 Гц на 10...15 дБ.

Опубликованные работы по теме диссертации

1. Поздеев Л.В., Селяев А.Н. Обеспечение улучшенных виброшумовых характеристик и параметров ЭМС климатических систем автономных объектов // Научная сессия ТУСУР-2008: Материалы докладов Всерос. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых учёных. – Томск, 2008. – Ч. 2. – С. 320–322.

2. Поздеев Л.В., Андросов В.Я., Костарев И.С. Проектирование и обработка технологического оборудования методом конечно-элементного моделирования // Электронные и электромеханические системы и устройства: Тез. докл. науч.-техн. конф. молодых специалистов. – Томск, 2008. – С. 159–161.

3. Поздеев Л.В., Плотников А.В., Юрченко О.А. Автоматизированный комплекс экспериментальной отработки конструкций электромеханических

систем // Матер. научно-техн. конф. молодых специалистов ОАО «Информационные спутниковые системы» им. акад. М.Ф. Решетнёва». – Железногорск, 2008. – С. 66–67.

4. Поздеев Л.В. К определению механических параметров амортизаторов // Современная техника и технологии: Тр. XV Междунар. науч. практ. конф. молодых учёных. – Томск, 2009. – Т. 1. – С. 463–464.

5. Поздеев Л.В., Целищев Г.П., Цехмestрюк Г.С. Экспериментальное определение и расчёт зависимости параметров резинометаллических амортизаторов от деформации // Известия Томского политехнического университета. – 2010. – Т. 317. – №2. – С. 54–58.

6. Поздеев Л.В., Целищев Г.П., Цехмestрюк Г.С. Особенности определения параметров резинометаллических амортизаторов // Измерения и испытания в судостроении и смежных отраслях: Тезисы докладов. – СПб, 2010. – С. 53–57.

7. Патент РФ № 100573. МПК F16F 15/04, F16M 1/08. Двухкаскадное амортизирующее крепление центробежного вентилятора / Л.В. Поздеев, А.Г. Михайлов, В.А. Тимошенко, В.В. Руссков. Оpubл.: 20.12.10. Бюл. № 35.

8. Поздеев Л.В., А.Г. Михайлов, Тимошенко В.А. Анализ конструкции промежуточных рам с целью рациональной модификации для снижения вибрации центробежных судовых электровентиляторов // Электронные и электромеханические системы и устройства: Сб. науч. трудов. – Томск, 2011. – С. 254–259.

9. Поздеев Л.В., Целищев Г.П., Цехмestрюк Г.С. Влияние модификации конструкции двухкаскадного амортизирующего крепления на виброактивность центробежных судовых электровентиляторов // Известия Томского политехнического университета. – 2011. – Т. 319. – №2. – С. 26–29.