

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОДВЕСКИ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ МАШИН ЭЛЕКТРОВЗОВ

Создана и экспериментально проверена конечно-элементная модель подвесок мотор-вентиляторов электровозов для исследования их собственных и жесткостных характеристик с целью дальнейшей оптимизации конструкции и уменьшения вибрации.

Ключевые слова: мотор-вентилятор, конечно-элементная модель, динамические характеристики, жесткость подвески, вибрация.

В настоящее время железнодорожный транспорт России оснащается электровозами нового поколения, в частности пассажирскими электровозами ЭП-1 и электровозами для грузоперевозок «Ермак». Однако опыт эксплуатации показал, что межремонтный ресурс вспомогательных машин (мотор-вентиляторов, мотор-компрессоров) этих электровозов в 1,5-2 раза меньше расчетного. Например, 50 % электродвигателей вспомогательных машин выходят из строя при пробеге 150-300 тыс. км., а еще 23 % при пробеге 300-450 тыс. км. вместо расчетных 600 тыс. км. [1]. Проведенные исследования и опыт эксплуатации показывают, что вспомогательное машинное оборудование этих электровозов работает в условиях высокой виброактивности. В среднем, уровень вибрации мотор-вентиляторов (МВ) электровозов в 1,5-2 раза превышает допустимые уровни, что коррелируется с пропорциональным уменьшением их межремонтного ресурса [2]. По данным статистики [1], особенно часто выходят из строя подшипники МВ, что связано с возможными резонансными явлениями в конструкции и подвеске МВ, влиянием рядом стоящего оборудования, в частности поршневых мотор-компрессоров (МК). В данный момент актуальной является задача создания конечно-элементной модели подвесок мотор-вентиляторов для исследования их жесткостных и собст-

венных характеристик с целью дальнейшей оптимизации их конструкции.

Моделирование динамики МВ в разных режимах работы при вибрационном силовом и кинематическом возмущении возможно с использованием дифференциальных уравнений пространственных колебаний МВ как твердого тела [3, 4]. Однако представляет большую сложность определение упруго-демпфирующих характеристик опор МВ весьма сложной конструкции, имеющих индивидуальное исполнение не только в различных электровозах, но и для каждого мотор-вентилятора одной секции электровоза. Определение упруго-демпфирующих характеристик опор вспомогательных машин возможно только путем расчета характеристик жесткости и податливости с использованием метода конечных элементов и соответствующих пакетов прикладных программ, а также путем проведения экспериментальных исследований динамики МВ в режимах свободных и вынужденных колебаний на электровозе. В последнем случае можно уточнить некоторые частоты собственных колебаний по обобщенным координатам (в случае малой связанности движений по этим координатам), а также определить реальные характеристики демпфирования колебаний, что имеет немаловажное значение в случае моделирования резонансных явлений в подвеске.

Расчет характеристик жесткости и податливости методом конечных элементов позволяет также выявлять низшие формы колебаний и их частоты, задавать соответствующие направления возмущений с целью экспериментального уточнения частот колебаний по этим формам (в случае высокой связанности пространственных колебаний по обобщенным координатам). Одним из способов экспериментального выявления характерных форм пространственных колебаний является визуальное моделирование пространственных колебаний, замеренных в точках установки датчиков, преобразованных в колебания по обобщенным координатам, и визуализированных с использованием пакета программ визуального трехмерного моделирования 3DS – MAX [5].

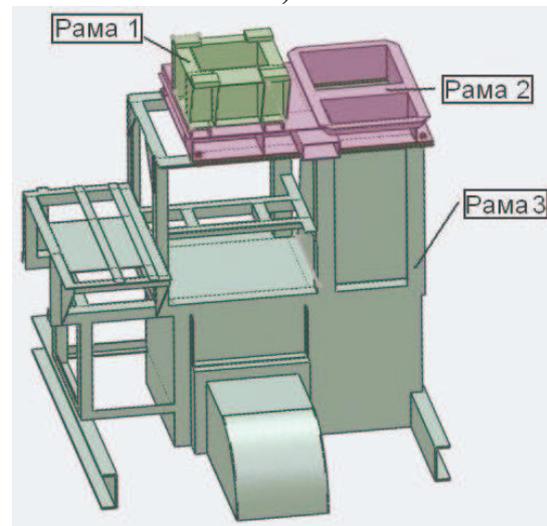
1. Построение пространственной трехмерной модели подвесок.

Для построения пространственной модели опорных элементов (подвески) МВ №3 и МВ №4 (далее МВ3 и МВ4) использовалась САД система SolidWorks 2009 [6]. На данном этапе главной проблемой при построении пространственной модели являлось фактическое отсутствие размеров подвесок МВ. Для решения данной проблемы в локомотивном ремонтном депо станции Иркутск-сортировочный во время проведения ТО на электровозах ЭП-1 были проведены необходимые замеры. Система опирания МВ состоит из трех рам, соединенных между собой посредством сварки или при помощи болтовых соединений.

Системы опирания МВ3 и МВ4 электровозов ЭП-1 и их пространственные модели представлены на рис. 1 и 2 соответственно.



а)



б)

Рис. 1. Опора МВ3 (а) и ее пространственная модель (б).

Рамы №2 и №3 опор МВ3 и МВ4 соединены между собой шестью болтами, а между этими рамами проложены резинокордные прокладки (виброизолирующая техпластина ТМКЦ-С10,0 в соответствии с ГОСТ 7338-90 Техпластины) толщиной 10 мм.

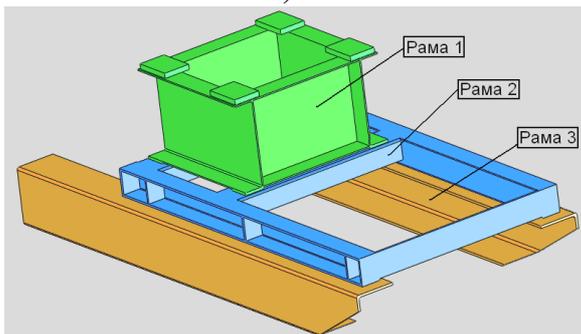
Таблица 1

Массо-инерционные характеристики МВ

m	445кг
J_x	29,37 кгм ²
J_y	41,34 кгм ²
J_z	41,34 кгм ²



а)



б)

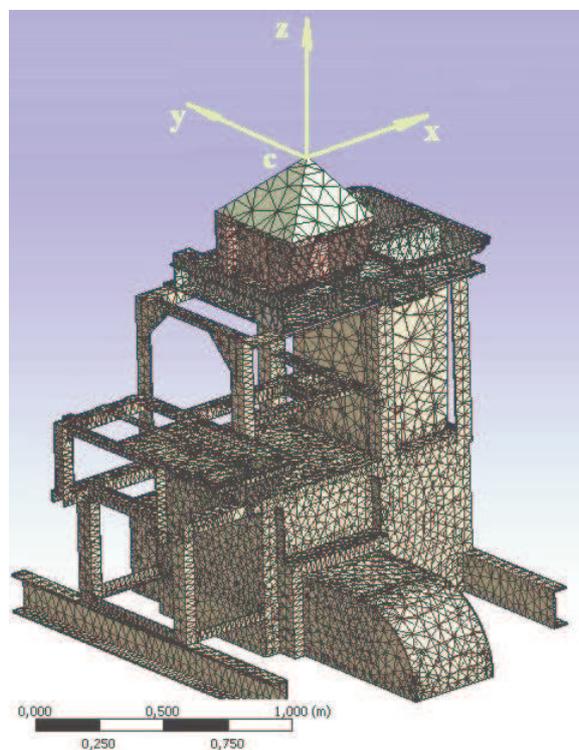
Рис. 2. Опора МВ4 (а) и ее пространственная модель (б).

2. Методика исследований и исходные данные.

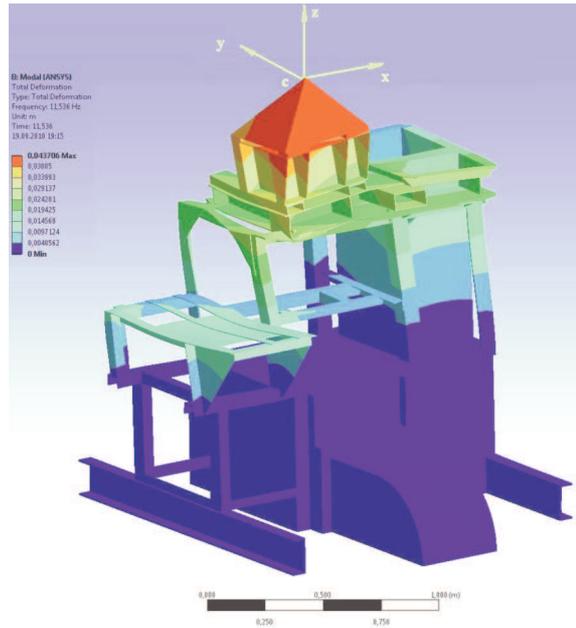
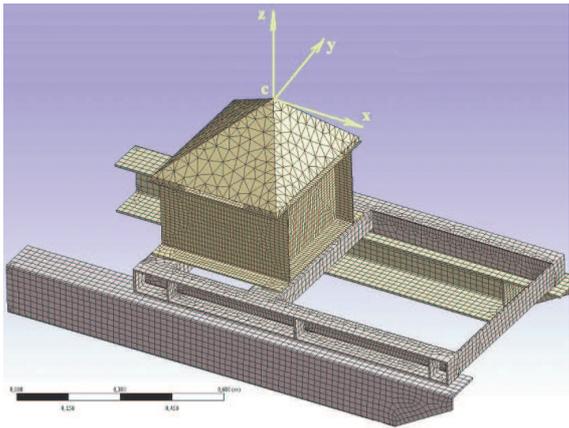
Для моделирования поведения подвески мотор-вентилятора использовалась универсальная программная система конечно-элементного (МКЭ) анализа ANSYS версии 12.1 [7].

Для определения жесткостных характеристик подвески с установленным на ней мотор-вентилятором в конечно-элементную модель был введен дополнительный элемент в виде абсолютно жесткой невесомой пирамиды с вершиной, расположенной в центре масс МВ. Масса и моменты инерции МВ по трем осям (абсцисс, ординат и аппликат) представлены в таблице 1.

Для моделирования резино-кордной прокладки (РКП) был принят 3D анизотропный материал. Коэффициент Пуассона и модуль Юнга данной прокладки были определены экспериментально: коэффициент Пуассона составил $\nu = 0,49$, а модуль Юнга $E = 1,6 \cdot МПа$. Конечно-элементные модели подвески МВ3 и МВ4 представлены на рис. 3.



а)

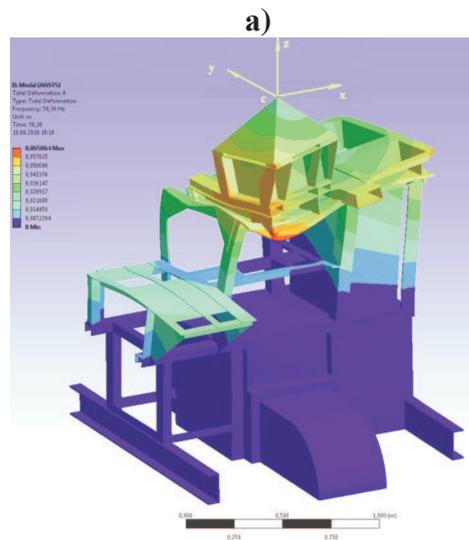


б)
Рис. 3. Конечно-элементные модели подвески MB3 (а) и MB4 (б).

Для определения влияния используемых резино-кордных прокладок, установленных между рамами 2 и 3, на спектр собственных частот опор (подвесок) MB3 и MB4 при повторном моделировании они были исключены.

3. Определение собственных характеристик MB.

Определение собственных характеристик заключалось в расчете спектра собственных частот и форм колебаний подвески MB в системе конечно-элементного анализа ANSYS. На рис. 5 представлены 1-я (а) и 4-я (б) формы колебаний подвески MB3, а на рис. 6 те же формы колебаний MB4. В таблице 2 приведены частоты их первых шести форм колебаний.



а)
б)
Рис. 5. Первая (а) и четвертая (б) формы колебаний MB-3.

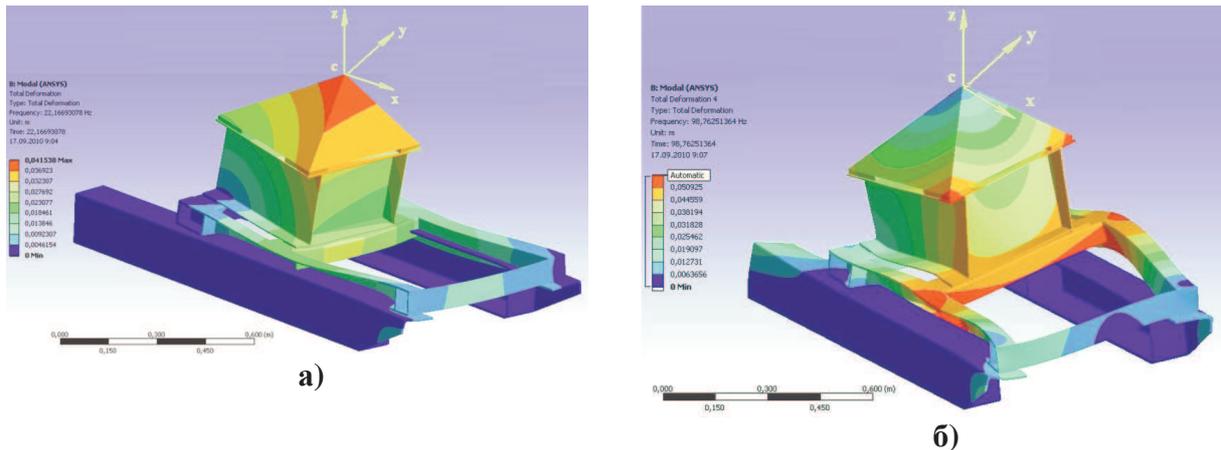


Рис. 6. Первая (а) и четвертая (б) формы колебаний МВ4

Таблица 2

Частоты форм колебаний МВ-3 и МВ-4 электровозов ЭП-1

МВ-3 (без виброизолирующей пластины)						
Формы колебаний	1	2	3	4	5	6
Частота, Гц	21,3	29,8	44,5	59,2	64,6	83,2
МВ-3 (с виброизолирующей пластиной)						
Формы колебаний	1	2	3	4	5	6
Частота, Гц	11,5	27,6	40,3	50,4	59,7	75,9
МВ-4 (без виброизолирующей пластины)						
Формы колебаний	1	2	3	4	5	6
Частота, Гц	22,2	38,1	93	98,8	175,3	211
МВ-4 (с виброизолирующей пластиной)						
Формы колебаний	1	2	3	4	5	6
Частота, Гц	20,5	27,8	60,6	82,8	140,7	173,5

4. Экспериментальные исследования МВ в режиме свободных колебаний.

Для проверки корректности построенной конечно-элементной модели опор МВ были проведены экспериментальные исследования с целью определения собственных частот реальных опор МВ.

Эксперимент проводился в локомотивном депо станции Иркутск-сортировочный на электровозах ЭП-1 №179, №138 с использованием восьмиканальной виброизмерительной аппаратуры СТД-2160 («Технекон», г. Москва) и «Спектр» (ИрГУПС, г. Иркутск), позволяющей синхронно измерять вибрации в восьми точках.

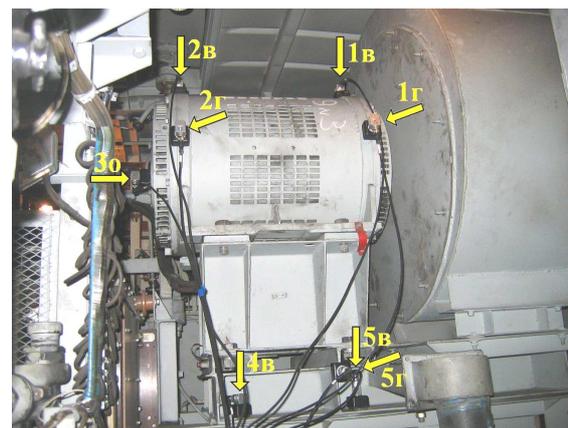


Рис. 7. Измерение вибрации на МВ-3.

Схема установки вибродатчиков на мотор-вентиляторах представлена на рис. 7-9.

– датчики 1в, 1г, 2в, 2г установлены в

районе подшипниковых опор в вертикальном и горизонтальном направлениях;
 – датчики 3, 4 – в осевом и тангенциальном направлениях;
 – датчики 5в, 5г – на основании МВ в вертикальном и горизонтальном направлениях.



Рис. 8. Измерение вибрации на МВ-4.

Направления измерения вибродатчиков (акселерометров) показаны стрелками.

5. Измерение свободных колебаний.

Измерение свободных колебаний проводилось при отключенных МВ и МК, при воздействии на МВ ударных импульсов последовательно (рис. 9): по осям $X; Y; Z$ (поступательные колебания); по направлению сил $P_y; P_z; P_{y1}$ (угловые колебания $\alpha_x; \beta_y; \gamma_z$).

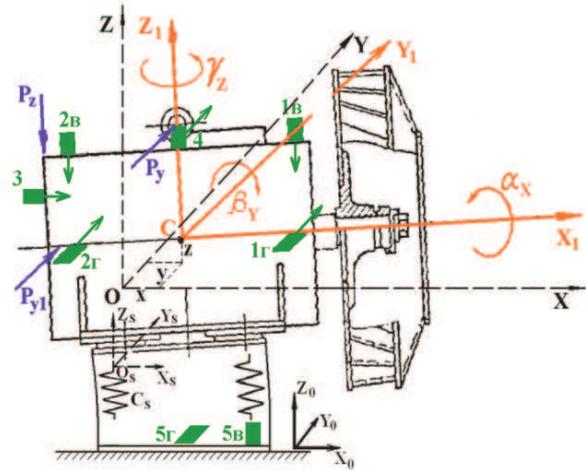
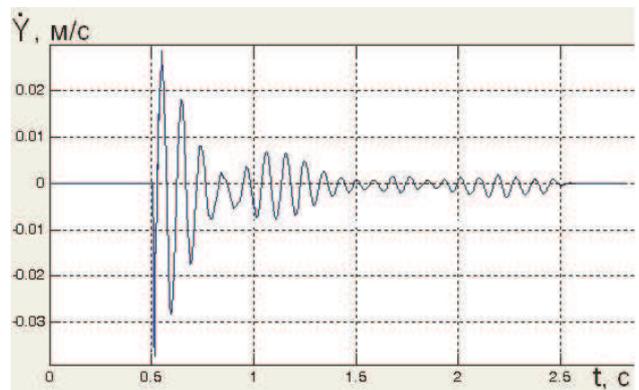


Рис. 9. Система координат МВ.

Зарегистрированные датчиками колебания МВ преобразовывались в колебания по обобщенным координатам. На рис. 10 приведены временной сигнал скорости и спектр вибросмещения для ударного импульса по направлению обобщенной координаты Y . Анализ спектров свободных колебаний позволил определить собственные частоты колебаний МВ3 и МВ4 электровоза ЭП-1 (таблица 3).

Анализ частот свободных колебаний показывает, что ряд из них находится в опасной близости от оборотной частоты мотор-вентилятора (24,2 Гц – 24,8 Гц) или основной частоты возбуждения мотор-компрессора (12,5 Гц), что может привести к увеличению резонансных колебаний.



а)

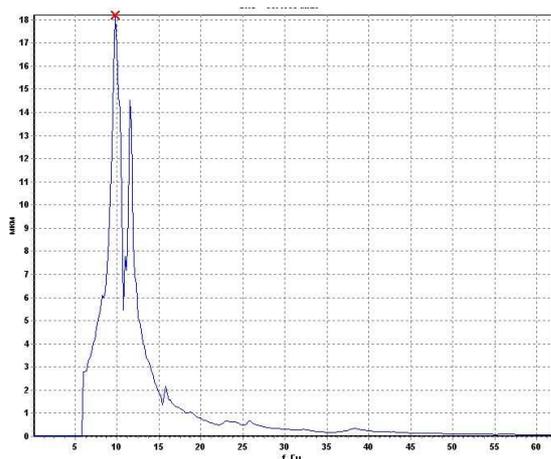


Рис. 10. Электровоз ЭП-1, МВ3, виброско-
рость (а) и спектр вибро смещения (б) при уда-
ре по координате Y .

Частоты, близкие к полученным расче-
том методом конечных элементов, выде-
лены. Расхождения по остальным частотам
объясняются сложностью выделения
из вибросигнала по некоторым формам
колебаний, компонентов движения в на-
правлении одной обобщенной координа-
ты (из-за сильной связанности колебаний
по нескольким обобщенным координа-
там).

6. Определение жесткостных характеристик подвески МВ.

Для определения жесткостных характеристик подвески использовался метод, основанный на определении единичных податливостей исследуемого объекта. Для этой цели последовательно к центру масс МВ были приложены единичные силы (1Н) по трем осям (абсцисс, ординат и аппикат) и единичные моменты (1Н*м) вокруг трех осей системы координат МВ (рис. 9) и в месте их приложения были определены значения линейных и угловых перемещений. Единичные нагрузки прикладывались через абсолютно-жесткую пирамиду, которой смоделирован установленный на подвеске МВ.

Таблица 3
Частоты свободных колебаний МВ3 и МВ4 электровозов ЭП-1 по результатам экспериментов

МВ-3						
Обобщенная координата	Z	Y	X	β	γ	α
Собственная частота, Гц	27,6	10,9	11,7	42,2	47,6	10,2
МВ-4						
Обобщенная координата	Z	Y	X	β	γ	α
Собственная частота, Гц	24,2	16	12,3	37	22,3	16,2

Таблица 4

Матрица жесткости подвески МВ-3 электровоза ЭП-1 в результате численного моделирования с помощью МКЭ

1,285E+07	6,865E+06	-6,110E+06	-1,611E+05	-1,114E+07	-5,499E+06
6,950E+06	2,139E+07	-2,239E+06	1,160E+07	-8,133E+05	5,202E+06
-4,597E+06	-3,234E+06	4,035E+07	6,432E+06	1,314E+06	4,329E+05
6,069E+03	6,506E+06	5,122E+06	1,157E+07	1,910E+05	3,829E+06
-5,611E+06	-2,488E+05	2,465E+06	4,022E+05	1,028E+07	3,294E+06
-2,345E+06	2,245E+06	-8,451E+03	3,071E+06	2,761E+06	7,423E+06

Таблица 5

Матрица жесткости подвески МВ-4 электровоза ЭП-1
в результате численного моделирования с помощью МКЭ

2,451E+08	1,851E+06	3,643E+07	2,199E+05	-1,197E+08	-2,086E+06
1,999E+06	1,555E+08	-3,898E+05	6,406E+07	-2,312E+05	-2,526E+07
3,623E+07	-2,435E+05	1,470E+08	7,955E+05	1,058E+07	2,596E+05
1,802E+05	6,358E+07	7,592E+05	3,299E+07	1,673E+05	-1,153E+07
-1,175E+08	-9,075E+04	1,044E+07	1,667E+05	6,686E+07	8,483E+05
-2,034E+06	-2,508E+07	2,743E+05	-1,153E+07	8,482E+05	2,264E+07

Найденные матрицы жесткости для подвесок МВ3 и МВ4 представлены в таблицах 4 и 5 соответственно.

7. Определение эффективности виброизоляции подвески мотор-вентиляторов при вибрационном воздействии.

Качество виброизоляции характеризует коэффициент динамичности, который рассчитывается по формуле:

$$\eta_{\ddot{x}} = \frac{\det(C)}{|\det(C - M \cdot \omega^2)|}, \quad (1)$$

где C – матрица коэффициентов жесткости подвеса, M – диагональная матрица инерции твердого тела $M = \text{diag}\{a_{11}, a_{22}, a_{33}, a_{44}, a_{55}, a_{66}\}$, ω – частота возбуждения.

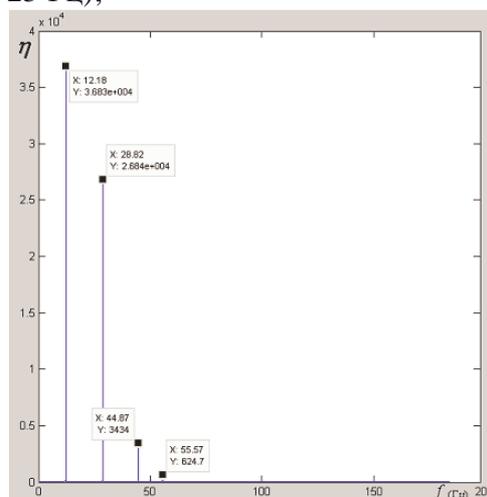
Графики изменения коэффициента динамичности в диапазоне частот от 0 до 300 Гц для подвески МВ3 с резино-кордной прокладкой и подвески МВ4 без резино-кордной прокладки представлены на рис. 11 (графики получены без учета демпфирования: конструкционного и внутреннего трения, вязкого сопротивления в резино-кордных прокладках). Пики на графиках соответствуют резонансным частотам.

При работе на электровозе на мотор-вентиляторы воздействуют различные вибраци-

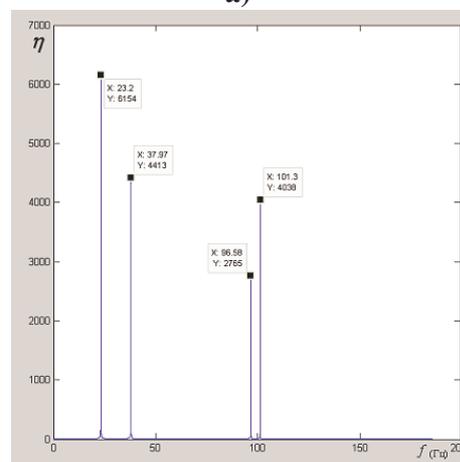
онные возмущения, главными из которых являются:

– вибрации от дисбаланса вращающегося ротора МВ с установленным на нем

колесом центробежного нагнетателя (силовое возмущение в диапазоне частот 24,2-25 Гц);



а)



б)

Рис. 11. Графики изменения коэффициента динамичности η для подвески МВ3 с резино-кордной прокладкой (а) и подвески МВ4 без резино-кордной прокладки (б).

Коэффициенты динамичности МВ-3 и МВ-4 в результате моделирования

	Частота (Гц)						
	12,5	24,2	24,4	24,6	24,8	25	
МВ3	1,6	22,1	18,6	16,1	14,2	12,8	85,4
МВ3 с РКП	2,1	14	14	14	14,2	14,4	72,7
МВ4	2,0	22,5	21,2	20,2	19,4	18,8	104,1
МВ4 с РКП	26,8	2,3	2,4	2,4	2,5	2,6	39,1

– вибрации от рядом стоящего мотор-компрессора, передаваемой на МВ через вибрирующее основание (кинематическое возмущение на частотах 12,5 Гц, 25 Гц, т. е. первая и вторая гармоники частоты вращения мотор-компрессора).

Для определения качества виброизоляции подвесок МВ3 и МВ4 при вынужденных колебаниях, найдем суммарный коэффициент динамичности на приведенных выше частотах.

Найденные коэффициенты динамичности для подвески МВ3 и МВ4 с использованием в них резино-кордной прокладки (РКП) и без нее, а также их суммарные значения приведены в таблице 5.

По данным таблицы 5 можно заключить, что установка резино-кордных прокладок между рамами 2 и 3 улучшает качество виброизоляции у МВ3 незначительно, тогда как у МВ4 вибрация уменьшится почти в 3 раза.

Выводы: В целях уменьшения количества отказов мотор-вентиляторов электровозов ЭП-1 и «Ермак» по причине повышенной вибрации создана и с помощью многоканальной виброизмерительной и регистрирующей аппаратуры экспериментально проверена конечно-элементная модель подвесок МВ. Модель позволит исследовать характеристики жесткости и податливости опор МВ разного конструктивного исполнения, исследовать формы и частоты собственных колебаний, выявить влияние конструктивных элементов на жесткостные харак-

теристики опор в различных направлениях, получить приведенную матрицу жесткости опор для дальнейших исследований пространственной динамики МВ.

Выявлена обоснованность установки виброизолирующих резино-кордных прокладок в конструкцию подвесок. Определено качество виброизоляции подвесок при воздействии типичных вибрационных возмущений. Созданная конечно-элементная модель может в дальнейшем использоваться для оптимизации конструкции подвесок МВ с целью уменьшения вибрации.

Литература

1. Романовский А. И. Исследование повышенной вибрации вспомогательных машин электровозов // Современные методы и приборы контроля качества и диагностики состояния объектов : материалы 2-ой междунар. науч. -техн. конф., 19-20 окт. 2006 г. Могилев, 2006. С. 274-277.
2. Сергиенко П. Е. Причины низкой надежности подшипников двигателей НВА-55 // Вестн. ВЭЛНИИ. 2007. № 2 (54). С. 205 - 210.
3. Вибрации в технике : справочник. В 6 т. Т. 1. Колебания линейных систем / под ред. В. В. Болотина. М. : Машиностроение, 1978. 352 с.
4. Лукьянов Д. А., Куцый Н. Н. Математическое моделирование динамики вспомогательных машин электровозов нового поколения // Вестн. Иркут. гос.

техн. ун-та. 2010. № 2. С. 136 - 142

5. Лукьянов Д. А., Куцый Н. Н. Исследование, моделирование и оптимизация динамических характеристик мотор-вентиляторов электровозов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2009. № 2 (22). С. 97-108.

6. Компьютерное моделирование в

инженерной практике /А. А. Алямовский [и др.] // Solid Works . 2008. 1040 с.

7. Kent L. Lawrence ANSYS Workbench Tutorial Release 11, Schroff Development Corporation, 2007. 236 p.

УДК 620.165.29

П.М. Огар, В.А. Тарасов, В.И. Межецкий*

РАСЧЕТ ГЕРМЕТИЧНОСТИ ЗАТВОРОВ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ И СОСУДОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Предложена методика расчета величины утечки через уплотнительный стык затворов трубопроводной арматуры и сосудов высокого давления в зависимости от контактных характеристик, доли эффективных микроканалов и свойств реального газа.

Для точного описания реальных свойств технически важных газов в широком диапазоне давлений и температур используется уравнение состояния в вириальной форме.

Ключевые слова: герметичность, величина утечки, уплотнительный стык, затвор, реальный газ, высокое давление, уравнение состояния газа.

В условиях рыночной экономики важным фактором арматуростроения, нефтяного и химического машиностроения является конкурентоспособность выпускаемой запорной трубопроводной арматуры, сосудов и аппаратов высокого давления. Важным при этом становится вопрос об их надежности, что во многом определяется работоспособностью затворов, входящих в их конструкцию. Современные подходы оптимального проектирования затворов трубопроводной арматуры, предполагающие многокритериальный подход, использованы в разработках [1-3]. При проектировании затворов необходимо определить такое состояние исходных конструктивных параметров, чтобы основные требуемые свойства надежности – прочность, герметичность и долговечность обеспечивались

минимальным усилием герметизации, что создаст минимальные массогабаритные характеристики конструкции.

Современная теория проектирования предполагает генерирование значительного числа вариантов проектируемого узла для поиска лучших теоретических решений. Применительно к проектированию затворов трубопроводной арматуры и сосудов высокого давления это возможно при математическом описании процесса герметизации. При проектировании затворов используются математические модели, описывающие напряженно-деформированное состояние в области контакта деталей затвора, контактирование шероховатых поверхностей, массоперенос через уплотнительный стык. Напряженно-деформированное состояние описывается методами механики дефор-

* - автор, с которым следует вести переписку.