

ОЦЕНКА ДЕМПФИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ МЕХАНИЧЕСКИМ ИМПЕДАНСОМ

В. Я. Геча, Б. И. Зубренков, А. В. Шматков, А. Ю. Рузаков

Рассмотрена оценка эффективности материала с высокими демпфирующими свойствами при различных видах и уровнях воздействия. Приведено значение и теоретическое описание понятия импеданса и комплексных мод. Приведён оптимальный критерий оценки демпфирующих свойств материалов с комплексными модами. Представлено теоретическое описание изменения демпфирующих свойств при изменении уровня и частотного диапазона воздействия. Проведено сравнение образцов штатных материалов с высокодемпфирующим материалом 01Ю5Т, и приведены их принципиальные отличия. Представлены результаты экспериментального исследования замены штатной крышки корпуса двигателя на крышку из высокодемпфирующего материала, сравнение амплитудно-частотных и виброшумовых характеристик. Приведён вариант использования более сложной сварной конструкции из высокодемпфирующего материала. Представлены основные выводы по результатам экспериментальных исследований и возможные варианты применения материала 01Ю5Т.

Ключевые слова: импеданс, высокодемпфирующие материалы, резонансные частоты, комплексные моды колебаний.

Введение

В электрических машинах с ограниченными уровнями вибрации и шума имеется возможность использовать материалы с высокими демпфирующими свойствами, которые заложены в самой структуре таких материалов. Такие материалы позволяют снизить эти уровни воздействия на оборудование без использования дополнительных виброгасящих конструкций, заменив штатный материал на высокодемпфирующий сплав, что является значительно более выгодным и иногда единственным возможным решением.

Выбор критериев оценки вибродемпфирующих свойств связан с экспериментальными исследованиями реальных образцов из материала и конструкций, имеющих определённые физические параметры.

Результаты экспериментов зависят от габаритов образцов, способов их установки и вида возбуждаемых колебаний, а также от внутренних напряжений. Всё это определяет формы колебаний и собственные частоты, входящие в величины оценочных параметров. В связи с этим целесообразно остановиться на оценке демпфирующих свойств посредством измерения механических сопротивлений.

Поскольку каждая конструкция обладает резонансными свойствами, то при её работе могут возникать ситуации, когда в узлах и деталях появляются недопустимо большие деформации и напряжения, которые могут привести, как к аварийным режимам, так и к разрушению изделия. Способность конструкции выдержать динамические нагрузки характеризуется её динамическим сопротивлением – механическим импедансом.

Определение импеданса

Под импедансом в широком смысле этого термина понимается отношение действующей силы к реакции колебательной системы в виде виброскорости:

$$Z = \frac{F}{\dot{q}}, \quad (1)$$

где Z – импеданс; F – действующая сила; \dot{q} – виброскорость по координате q .

Поскольку на практике трактовка термина «импеданс» имеет достаточно общий смысл, необходимо сформулировать, какие величины, векторные или скалярные, имеются в виду, а также, в какой области, временной или частотной, производятся операции по его определению.

В ряде работ и инструкций величины соотношения (1) полагаются векторными. Однако при этом векторы силы и виброскорости должны быть коллинеарными, поскольку с компланарными векторами операция деления векторов невозможна. В связи с этим векторная трактовка импеданса не получила широкого распространения.

Естественным и информативным представлением определения импеданса в частотной области является преобразование Фурье. В этом случае импеданс определяется по соотношению:

$$Z_{mn}(\omega) = \frac{F_n(\omega)}{q_m(\omega)}, \quad (2)$$

где $Z_{mn}(\omega)$, $F_n(\omega)$, $q_m(\omega)$ – спектральные представления импеданса, силы и виброскорости в частной

области ω – циклической частоты по координатам q_n и q_m .

По своей сути импеданс полностью определяется частотной характеристикой.

В настоящее время при измерении вибраций широко используются акселерограммы, выходной сигнал с которых пропорционален виброускорению.

В этом случае механическое сопротивление, или импеданс, определяется по соотношению:

$$Z_{mn}(\omega) = \frac{\omega}{|H_{mn}(\omega)|}, \quad (3)$$

где $H_{mn}(\omega)$ – частотная характеристика по виброускорению. Частотная характеристика, а следовательно и импеданс, включает в себя те или иные параметры, определяющие величину демпфирования, которая на резонансах практически полностью определяет амплитуды колебаний конструкций.

Нормальные и комплексные моды

Динамическое поведение конструкций определяется модами колебаний. При анализе обычно рассматриваются два вида мод – нормальные и комплексные.

Нормальные моды характеризуются тем, что при свободных колебаниях, независимо от величины и видов возбуждений, узловые точки не смещаются, собственные частоты не меняются и сами вибрации происходят либо в фазе, либо в противофазе. Модальные параметры при нормальных модах являются действительными числами. Колебания с такими модами хорошо описываются линейными дифференциальными уравнениями, а диссипативные силы полагаются пропорциональными скорости. Резонансные кривые при нормальных модах практически симметричны вблизи резонансной частоты.

Нормальные моды колебаний хорошо описываются линейными дифференциальными уравнениями движения с диссипативными силами пропорциональными скорости. При резонансе, наиболее опасном с точки зрения надёжности режиме работы конструкции, импеданс может быть представлен в виде:

$$Z(\omega_d) = m \frac{\omega_d}{Q}, \quad (4)$$

где ω_d – собственная циклическая частота демпфируемых колебаний; Q – добротность резонансной кривой; m – модальная масса.

Добротность Q характеризует величину вязкого трения и имеет смысл только для нормальных мод, она определяется по соотношению:

$$Q = \frac{\omega_d}{\Delta\omega}, \quad (5)$$

где $\Delta\omega$ – ширина резонансной кривой при спаде величины пикового значения на 3 дБ.

Таким образом, при нормальных модах добротность наряду с импедансом является корректным параметром оценки демпфирования.

Модальная масса m не является определённой физической величиной, а представляет собой размерный коэффициент, присущий каждой форме колебаний, с его помощью строятся модальные модели для анализа динамических систем.

При комплексных модах наблюдается смещение узловых точек, собственных частот, а также произвольные фазовые сдвиги. Формы резонансных кривых и их параметры зависят от величин и характеров возбуждающих факторов.

При комплексных модах колебаний оценка демпфирования предпочтительна с помощью импеданса, поскольку дифференциальные уравнения, описывающие движения системы, нелинейные, и их исследование сопряжено с определёнными трудностями. Так решение уравнения движения осциллятора с сухим трением при гармоническом возбуждении приводит к соотношению для максимума амплитуды a_0 :

$$a_0^2 = \frac{P_0^2}{\beta^2 \alpha_0^{2\mu-2}}; \quad (6)$$

$$Z = m\beta \frac{\alpha_0^{\mu-1}}{\lambda(\alpha_0)}, \quad (7)$$

где $\lambda(\alpha_0)$ – частота, зависящая от α_0 – максимального значения амплитуды при p_0 – гармоническом силовом возбуждении; β и μ – постоянные, зависящие от физических свойств образца.

Можно увидеть принципиальное отличие аналитических выражений для импедансов при нормальных модах (4) и комплексных модах (6). Увеличить импеданс при нормальных модах колебаний можно только за счёт увеличения статической жёсткости объекта (увеличения собственной частоты и массы). Добротности металлических конструкций, как правило, достаточно высокие и составляют величины от 100 и выше, а как следует из

соотношения (4), величина амплитуды не влияет на импеданс.

При комплексной моде импеданс может существенно возрасти за счёт увеличения вибрационного возбуждения (амплитуды колебаний) и снижения собственной частоты.

Экспериментальное исследование демпфирующих свойств материала

На рис. 1 представлены частотные характеристики двух одногabarитных пластин из Ст.5 и сплава 01Ю5Т, измеренные при их упругом подвесе на гибких связях. Исследовались низшие изгибные формы колебаний, возбуждаемые ударным молотком с датчиком силы в центрах масс пластин. В этих же точках измерялись и вибрационные отклики изгибных форм колебаний пластин. В качестве воздействия было приложено слабое и увеличенное по интенсивности возбуждение.

Из полученных результатов можно видеть, что частотная характеристика у образца из Ст.5 имеет вид, присущий нормальным модальным формам с вязким трением: практически симметричная резонансная кривая, высокая добротность, свойственная обычным металлам, а также не изменившиеся собственная частота и величина модуля при различных по силе воздействиях. Совершенно другая картина наблюдается у образца из сплава 01Ю5Т. Следует отметить существенное снижение величины модуля частотной характеристики при увеличении силы удара и характерный крутой задний фронт резонансной кривой, который имеет место у материалов с сухим трением.

На рис. 2 представлены зависимости импедансов и частот, соответствующих максимальным значениям частотных характеристик у образца из сплава 01Ю5Т, полученных при различных силах возбуждения методом наименьших квадратов.

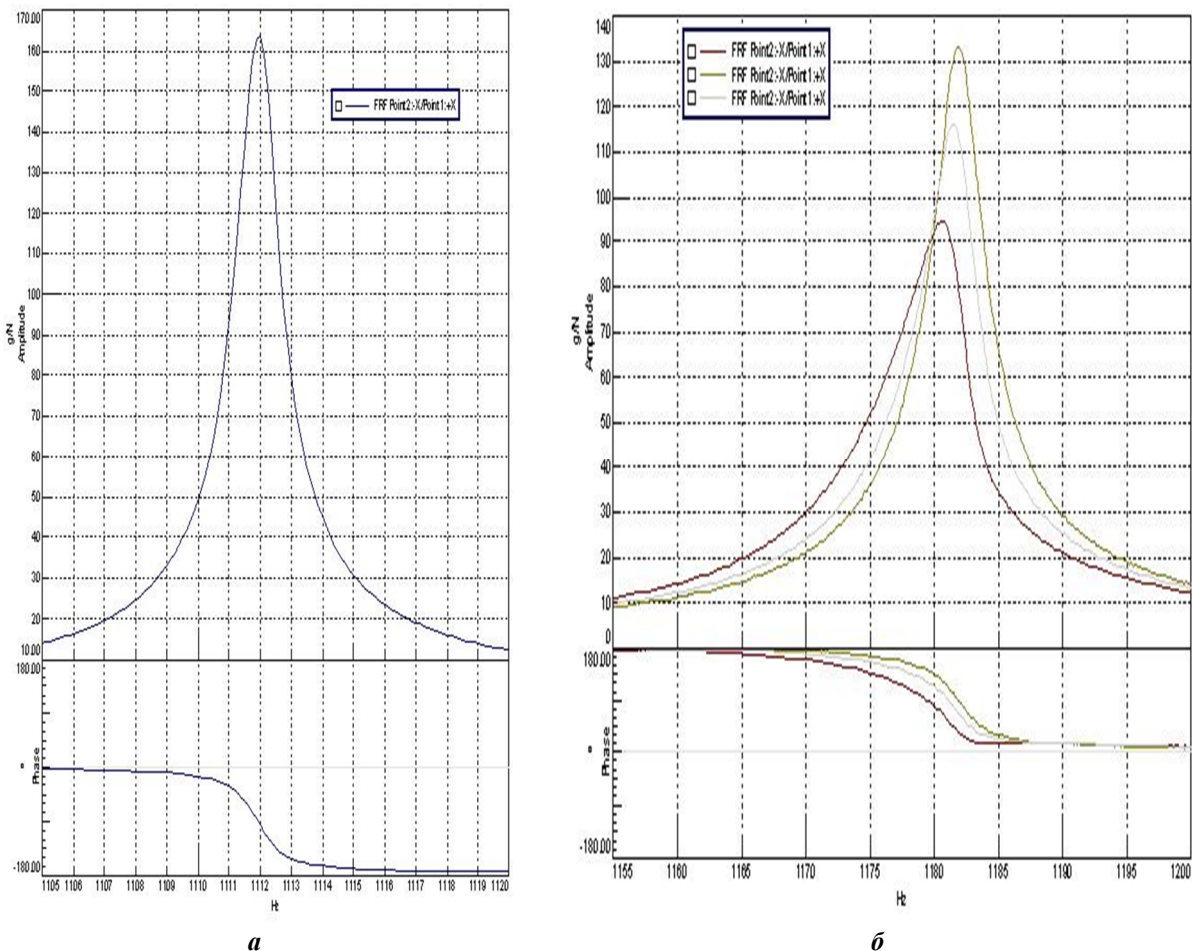


Рис. 1. Амплитудные и фазовые частотные характеристики образцов из Ст.5 (а) и сплава 01Ю5Т (б): красный цвет – высокий уровень воздействия; зелёный – низкий уровень воздействия

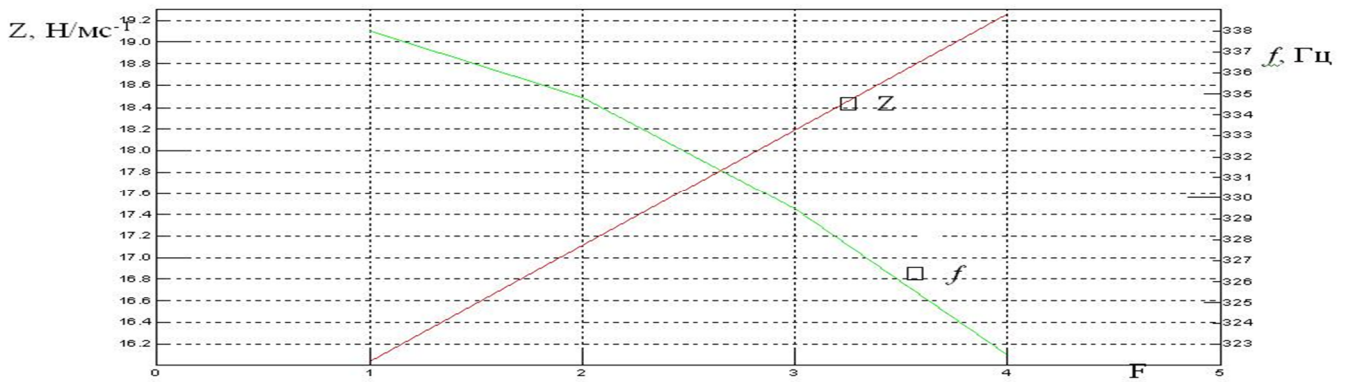


Рис. 2. Зависимость импедансов и частот от величин импульсного силового нагружения

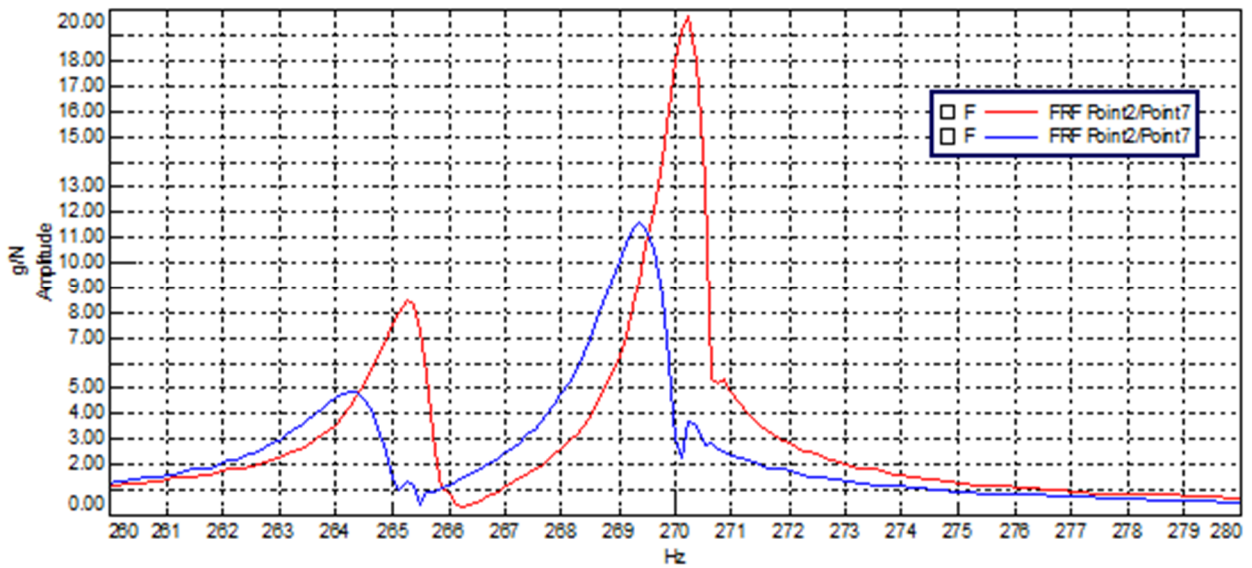


Рис. 3. Частотные характеристики крышки при высоких (синий цвет) и низких (красный цвет) уровнях воздействия

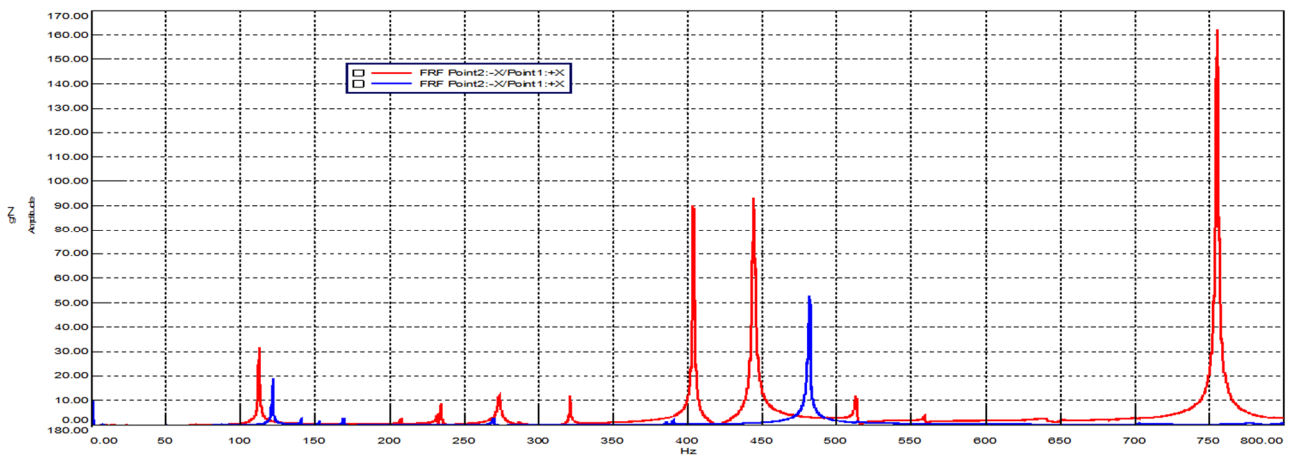


Рис. 4. АЧХ: крышка из Ст.5 (красный цвет); крышка из 01Ю5Т (синий цвет)

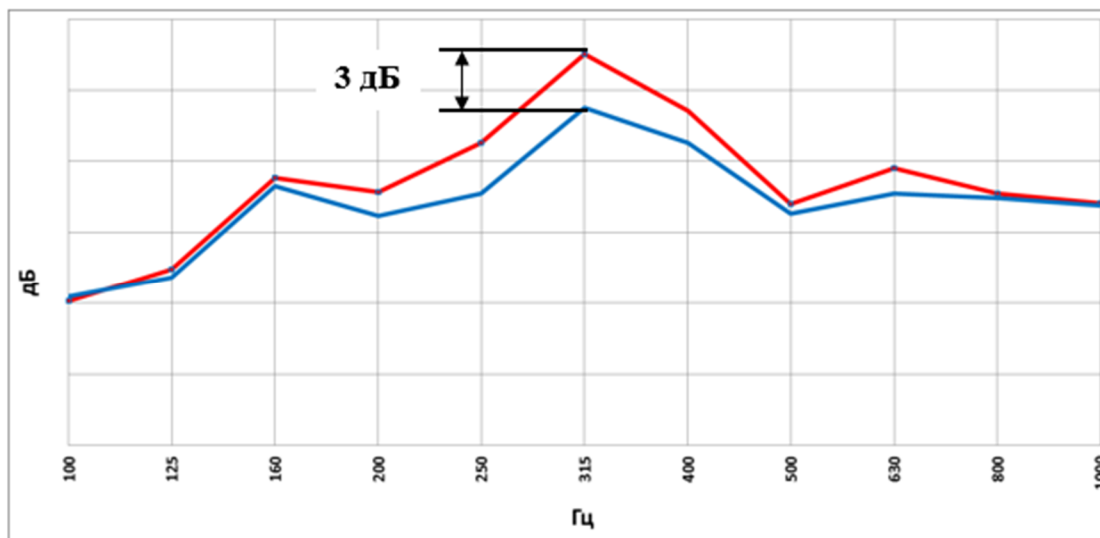


Рис. 5. ВШХ: крышка из Ст.5 (красный цвет), крышка из 01Ю5Т (синий цвет)

Образец материала имеет тенденцию к снижению резонансных частот и увеличению механического сопротивления на этих частотах. Импеданс пластины из стали составляет 0,24 Н/м·с, а из сплава 01Ю5Т от 6,5 до 16,3 Н/м·с, что на порядок выше.

Эффективность вибродемпфирующих свойств сплава 01Ю5Т была проверена в практическом плане на двигателе вертикального исполнения массой 400 кг и синхронной частотой вращения 3000 об/мин. С этой целью были изготовлены макеты брызгозащитных крышек из Ст.5 и сплава 01Ю5Т.

На рис. 3 приведена частотная характеристика, измеренная на макете крышки из сплава 01Ю5Т после её установки на двигатель. Можно увидеть, что полученные резонансные кривые имеют ту же форму, что и у ранее рассмотренных образцов, и увеличивают своё механическое сопротивление с ростом уровня нагружения.

На рис. 4, 5 приведено сравнение амплитудно-частотной и виброшумовой характеристик для штатной крышки и крышки из 01Ю5Т.

В результате эксперимента было выявлено уменьшение количества собственных частот колебаний крышки в диапазоне испытаний с 4 для штатной до 2 для сплава 01Ю5Т и значительное снижение уровней колебаний для них. Измерение звукового давления в третьоктавной полосе со средней частотой 315 Гц выявило его снижение на 3 дБ при использовании макета из 01Ю5Т. Поскольку эта частота является определяющей в спектре звукового давления, то произошло и снижение общего уровня.

Изделия из сплава 01Ю5Т сохраняют свои вибродемпфирующие свойства и в более сложных конструкциях. В качестве такой конструкции рассмотрена стойка для крепления целевой аппаратуры космического аппарата. Так как штатная стойка (рис. 6, а) изготавливается из АМГ6, то для соответствия новой стойки из высокодемпфирующего сплава 01Ю5Т по массе и динамическим характеристикам потребовалось провести оптимизацию конструкции.

Для определения динамических характеристик штатной стойки была создана конечно-элементная модель (рис. 6, б) и проведены расчёты собственных частот (табл. 1).

Таблица 1

Низшие собственные частоты

№	Частота, Гц	Форма колебаний
1	29,27	Продольная ось X
2	29,29	Продольная ось Z
3	531,54	Кругильная ось Y

По полученным результатам расчёта для штатной стойки была доработана конструкция стойки из высокодемпфирующего сплава 01Ю5Т (рис. 7). Уменьшена масса, при сохранении большей жёсткости конструкции за счёт использования ферменной конструкции с диагональными усилениями и уменьшением расстояния пролёта в ферме к верхней части. Сравнение частотных характеристик и напряжений от воздействия поперечной инерционной нагрузки в 1 g приведены в табл. 2.

Таблица 2

Сравнение результатов расчёта

Стойка	Масса, кг	Первая собственная частота, Гц	Максимальное напряжение, МПа	Предел текучести, МПа	Коэффициент запаса по пределу текучести
АМГ6	1,3	29,3	12	190	15,8
01Ю5Т	1,6	38	12	320	26,7

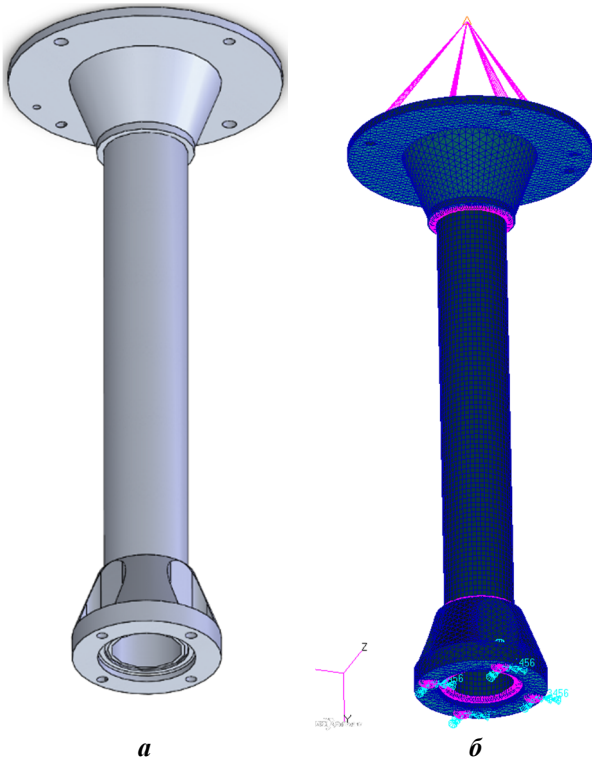


Рис. 6. Штатная стойка: *a* – 3D-модель; *б* – конечно-элементная модель



Рис. 8. Стойка из сплава 01Ю5Т

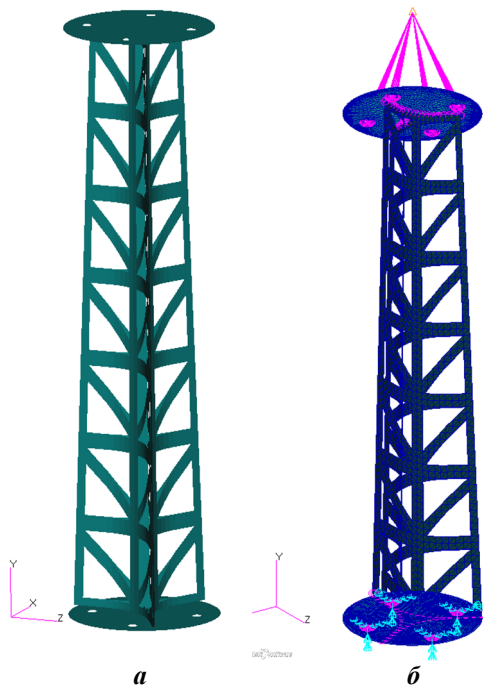


Рис. 7. Стойка из сплава 01Ю5Т: *a* – 3D - модель; *б* – конечно-элементная модель

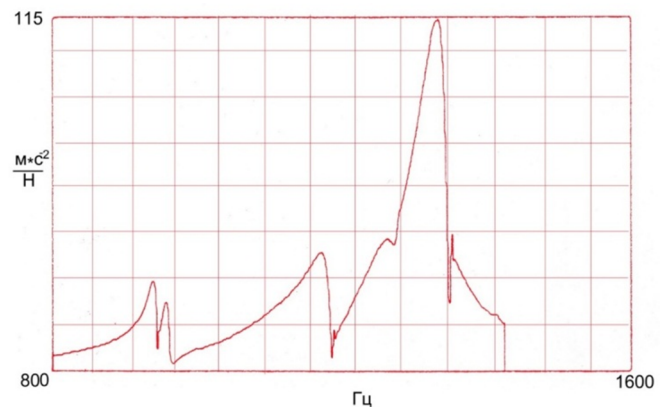


Рис. 9. АЧХ стойки из 01Ю5Т

В табл. 2 приведены результаты сравнения основных прочностных характеристик стоек.

Как видно из результатов расчёта, стойки очень близки по своим характеристикам, но предел текучести у высокодемпфирующей стали значительно выше. Коэффициент запаса по пределу текучести для материала 01Ю5Т более чем в 1,5 раза выше, чем для АМГ6 при одинаковой нагрузке.

После проведения предварительных расчётов данной конструкции стойки был изготовлен образец для проведения испытаний (рис. 8). На рис. 9 приведена его частотная характеристика. Особенности, присущие частотным характеристикам изделий из этого материала, также проявляются и в этом случае.

Заключение

Механическое сопротивление – импеданс является наиболее объективным параметром, позволяющим оценить вибродемпфирующие свойства материала независимо от вида модальных форм колебаний. Он позволяет дать численное значение сопротивляемости конструкции динамическим нагрузкам, особенно при больших возбуждениях.

Колебательные процессы в конструкциях, изготовленных из высокодемпфирующих материалов происходят по модальным формам, близким к комплексным, особенно это проявляется при больших возбуждениях. Увеличение импеданса при росте нагрузок у такого рода материалов является основанием для рекомендации по их примене-

нию не только для снижения вибрации в конструкции, но и для снижения ударных нагрузок при кратковременных импульсных воздействиях.

Проведённые исследования показали несомненную перспективность применения высокодемпфирующих сплавов при производстве изделий с пониженными уровнями вибраций и шума.

Литература

1. Хейлен В., Ламменс С., Сас П. Модальный анализ: теория и испытания / Хейлен В. и др. – М. : ООО Новотест, 2010.
2. Вульфсон И. И., Коловский М. З. Нелинейные задачи динамики машин / И. И. Вульфсон, М. З. Коловский. – М. : Машиностроение, 1968.

Поступила в редакцию 15.06.2017

Владимир Яковлевич Геча, доктор технических наук, заместитель генерального директора, т. (495) 365-26-69.

Борис Иванович Зубренков, кандидат технических наук, начальник сектора, т. (495) 366-21-01.

Александр Валентинович Шматков, начальник лаборатории, т. (495) 366-21-01.

Алексей Юрьевич Рузаков, научный сотрудник, т. (495) 366-33-61.

АО «Корпорация «ВНИИЭМ».

EVALUATION OF MATERIALS DAMPING CAPACITY USING MECHANICAL IMPEDANCE ANALYSIS METHOD

V. Ia. Gecha, B. I. Zubrekov, A. V. Shmatkov, A. Iu. Ruzakov

The article discusses damping capacity of a high damping material tested at loads of different type and level. The article includes theoretical description of impedance & complex modes provided with experimentally obtained values. The authors offer the optimum criterion for evaluation of material damping capacity using complex modes analysis. The article theoretically describes relations between damping capacity and frequency & level of loads. The study compares characteristics of standard materials' samples with those of the 01Ю5Т high damping material and lists their fundamental differences. For the purpose of experiment engine's standard housing cover has been replaced with a cover made of a high damping material and tests have been performed to compare their frequency-response and vibronoise characteristics. Test results have been provided in the article. The article also describes an alternate design with more sophisticated welded structure made of a high damping material. The article summarizes the main conclusions of research tests conducted and proposes potential application fields for the 01Ю5Т material.

Key words: *impedance, high damping materials, resonance frequencies, complex modes of vibration.*

List of References

1. Heylen W., Lammens S., Sas P. Modal analysis – theory and testing / Heylen V. et al. – Moscow: JSC Novotest, 2010.
2. Vulfson I. I., Kolovskii M. Z. Nonlinear issues of machines' dynamics / I. I. Vulfson, M. Z. Kolovskii. – Moscow: Mashinostroenie Publ., 1968.

Vladimir Iakovlevich Gecha,

Doctor of Technical Sciences (D. Sc.), Deputy Director General, tel.: (495)365-26-69.

Boris Ivanovich Zubrenkov,

Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Head of Section, tel.: (495)366-21-01.

Alexandr Valentivovich Shmatkov,

Head of Laboratory, tel.: (495)366-21-01.

Alexei Iuryevich Ruzakov,

Researcher, tel.: (495)366-33-61. (JC «VNIEM Corporation»).