

работка между этими обследованиями составила 570 часов. В табл. 1 представлены соответствующие уровни интенсивностей диагностических признаков для двух режимов работы двигателя.

Таблица 1 - Уровни интенсивностей диагностических признаков для двух режимов работы двигателя

Режим	21,88, м/с ²		27,35, м/с ²
	ПО_в	КВЗВ_в	КВЗВ_в
0,7 Ne	$\frac{-}{3,3}$	$\frac{8,8}{47,6}$	$\frac{15,8}{24,6}$
0,85 Ne	$\frac{-}{2,0}$	$\frac{6,3}{33,0}$	$\frac{11,8}{29,0}$

В таблице в числителе приведены данные по первому замеру, в знаменателе – по второму.

Из представленных данных видно:

- достаточно высокий уровень интенсивности диагностических признаков после первого ремонта, что можно объяснить постановкой в редуктор центральной внутренней шестерни из другого комплекта шестерён;

- существенное (для составляющей 21,88 более чем в 5 раз) увеличение интенсивности диагностических признаков с превышением предварительной нормы.

УДК 534-13: 629.764

ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОАКСИАЛЬНОГО ГАЗОВОГО ДЕМПФЕРА ДЛЯ ТОПЛИВНОЙ МАГИСТРАЛИ РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ

©2016 Д.А. Одинокоев

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва

FREQUENCY CHARACTERISTIC OF THE LAUNCH VEHICLE FUEL LINE COAXIAL GAS DAMPER

Odinokov D.A. (Samara National Research University, Samara, Russian Federation)

Basic hydromechanics principles used to develop damper mathematical model and estimated acoustic admittance. Results can be used at experimental refining, for a choice of basic design parameters of a coaxial damper solving a problem of POGO-stability designing of new rockets, and dampers functioning efficiency estimation of existing rockets.

Для обеспечения продольной устойчивости ракет-носителей (РН) часто используется метод коррекции частотных характери-

В табл. 2 приведены соответствующие значения общего уровня вибрации по 1-му и 2-му замеру.

Таблица 2 - Значения общего уровня вибрации по 1-му и 2-му замерам

Режим	СКЗ в полосе до 15 кГц, м/с ²			
	ПО_в		КВЗВ_в	
	1	2	1	2
0,7 Ne	127,6	228,5	142,2	295,4
0,85 Ne	145,2	234,9	164,7	297,8

Полученные результаты свидетельствуют о работоспособности методики диагностики износа зубьев шестерён редуктора и необходимости дальнейшего накопления статистического материала по связи величины максимального износа с интенсивностью диагностических признаков, а также соответствующей корректировки предварительных норм.

Библиографический список

1. Курушин М.И., Балякин В.Б., Курушин А.М. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором // Известия СНЦ РАН. 2014. Т.16, № 4. С.132-136.
2. Сундуков А.Е., Сундуков Е.В., Плотников С.М. К вопросу вибродиагностики изнашивания шестерен редуктора турбовинтового двигателя // Вестник СГАУ. 2015, Т.14, №2. С. 193-201.

стик топливоподающих магистралей посредством включения в их состав газовых демпферов-аккумуляторов. Наличие таких уст-

ройств позволяет разнести частоту основного тона колебаний давления жидкости в топливной магистрали и собственные частоты продольных колебаний корпуса РН.

В работах [1–6] исследованы различные по конструктивному исполнению типы демпферов. Перспективной является конструкция демпфера, коаксиально расположенного по отношению к топливоподающей магистрали (рис. 1).

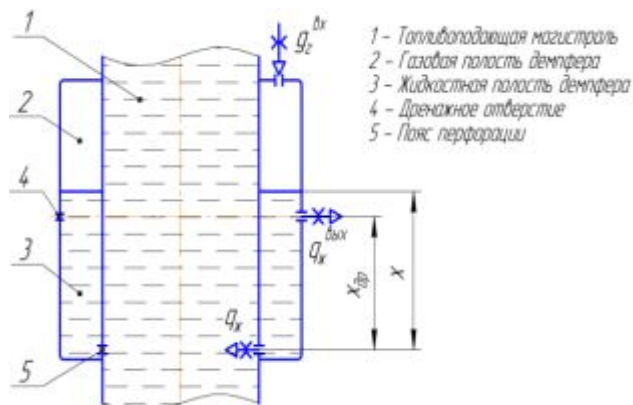


Рис. 1. Принципиальная схема коаксиального газового демпфера

Коаксиальный демпфер обладает высокой надёжностью, так как в его конструкции отсутствует разделитель между газовой и жидкостной полостями. В литературе недостаточно внимания уделено способам получения частотных характеристик таких демпферов. В [5] отмечается, что акустическая проводимость является универсальной характеристикой для любого типа газовых демпферов, которая полностью описывает его динамические свойства.

При описании динамики газового демпфера принято предположение о том, что податливость жидкости внутри демпфера пренебрежимо мала в сравнении с податливостью газа, а расход газа и жидкости через отверстия демпфера определяется соотношением Сен-Венана–Ванцеля и уравнением Бернулли соответственно. Основным уравнением является баланс расходов компонентов:

$$\begin{cases} \dot{p}_Г = \frac{kRT_Г}{V_Г} \left(\dot{m}_Г - m_Г \frac{\dot{V}_Г}{V_Г} \right) \\ \dot{m}_Г = g_Г^{\text{вх}} - g_Г^{\text{вых}} \\ \dot{V}_Ж = q_Ж - q_Ж^{\text{вых}} \end{cases} \quad (1)$$

где $p_Г$ – давление в газовой полости; k – показатель адиабаты; R – газовая постоянная; $T_Г$ – температура в газовой полости; $V_Г$ – объём газовой полости; $V_Ж$ – объём жидкостной

полости; $m_Г$ – масса газа в газовой полости; $g_Г^{\text{вх}}$ – массовый расход газа на продувку демпфера; $g_Г^{\text{вых}}$ – массовый расход газа в дренаж; $q_Ж$ – объёмный расход жидкости через пояс перфорации; $q_Ж^{\text{вых}}$ – объёмный расход жидкости в дренаж.

Систему уравнений баланса расходов жидкости и газа (1) необходимо было дополнить уравнением неразрывности

$$V_Г = V_Д - V_Ж,$$

где $V_Д$ – объём демпфера.

Расчёт характеристик газового демпфера проводился при параметрах: рабочие среды – жидкий кислород и гелий; объём газожидкостной полости 50 л (настроечный объём газовой и жидкостной полостей по 25 л); суммарная площадь 20 отверстий в поясе перфорации 63 см²; площадь дренажного отверстия 0,8 см².

Расчёт характеристики газового демпфера проводился с использованием разработанной автором программы. На рис. 2 и 3 приведены модуль и аргумент акустической проводимости демпфера в зависимости от частоты колебаний давления в топливной магистрали при различных амплитудах.

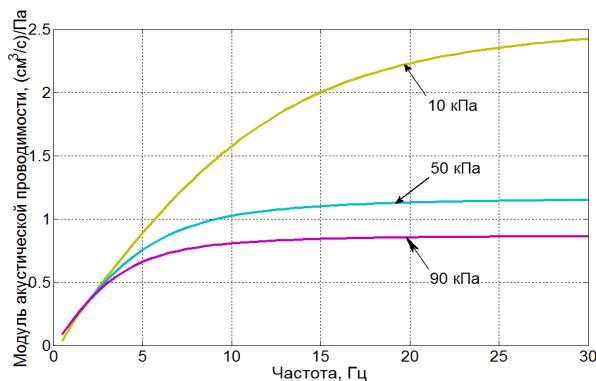


Рис. 2. Модуль акустической проводимости демпфера при различных амплитудах колебаний давления в магистрали

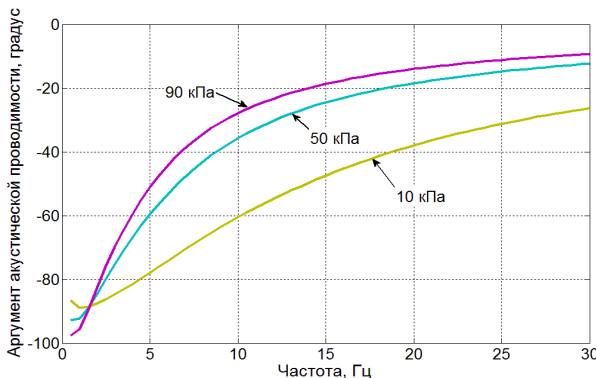


Рис. 3. Аргумент акустической проводимости демпфера при различных амплитудах колебаний давления в магистрали

Полученные результаты расчёта могут быть использованы для оценки соответствия расчётных и опытных данных при экспериментальной отработке коаксиального газового демпфера продольных колебаний РН. Разработанная математическая модель будет использована при построении совокупной нелинейной модели топливоподающей магистрали РН с газовым демпфером для выбора требуемых параметров последнего в рамках решения задачи обеспечения продольной устойчивости перспективных РН.

Библиографический список

1. Swanson L.A., Giel T.V. Design Analysis of the Ares I POGO Accumulator, AIAA 2009-4950.
2. Ransom D.L. Experimentally Validated Pogo Accumulator Flow Resistance Model, AIAA 2011-5774.
3. Ransom D.L. Probabilistic Design Analysis of Bellows Type Pogo Accumulator, AIAA 2016-0682.
4. Lee J.K. Study on Dynamics Modeling of Pogo Suppression Device (PSD) // Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers. 2007. V 11, Iss. 5. P. 23-30.
5. Gimadiev A., Greshnyakov P., Stadnik D., Odinokov D. Development of Mathematical Model and Analysis of Characteristics of Gas Dampener for Power Plant Fuel Main Line, Procedia Engineering 106. 2015. P. 53-61.
6. Филипповский С.В., Аврамов К.В., Пирог В.А., Тонконоженко А.М. Нелинейные продольные колебания топлива в трубопроводе ракеты с газожидкостным демпфером // Прикладна гідромеханіка. 2014. Том 16, № 2. С. 76-83.

УДК 159.9:62

РОЛЬ ИНЖЕНЕРНОЙ ПСИХОЛОГИИ И ЭРГОНОМИКИ ПРИ ПОДГОТОВКЕ СПЕЦИАЛИСТОВ ТЕХНИЧЕСКОГО ПРОФИЛЯ

©2016 Ю.В. Гатен

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

THE ROLE OF ENGINEERING PSYCHOLOGY AND ERGONOMICS AT THE TRAINING OF TECHNICAL SPECIALISTS

Gaten Ju.V. (Samara National Research University, Samara, Russian Federation)

The author considers the main engineering and psychological and ergonomic knowledge and skills necessary for the formation of professional competence of technical specialists. Communicates goals, objectives and main content of educational discipline "Engineering psychology and ergonomics."

Профессия инженера связана с созданием разнообразных технических средств и систем, с помощью которых люди активно внедряются во все сферы отношений с природой, увеличивая свои возможности с помощью науки, техники и технологии. Однако создаваемые конструкторами и расчётчиками сложные технические системы управляются в основном людьми, имеющими индивидуальные психологические особенности и вполне ограниченные физиологические возможности. Это обстоятельство требует от разработчиков новой техники не только инженерных знаний и умений, но и необходимость учитывать особенности проектирования техногенной среды, объединяющей че-

ловека и машину в единую систему «человек–машина–среда». От единства человека и техники и создания комфортных условий его работы во многом зависит эффективность работы всей системы в целом [1]. Для достижения данной цели разработчикам необходимо опираться на инженерную психологию и эргономику – дисциплины инженерно-проектировочного и научно-практического комплекса, учитывающие человеческий фактор при проектировании и эксплуатации любых технических систем, функционирующих с помощью человека.

В целях обеспечения подготовки широко образованных, творческих и критически мыслящих инженеров, способных к ана-