

УДК 621.4+621.5

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИЧИН РАЗРУШЕНИЯ ПОДШИПНИКОВОЙ ОПОРЫ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ КОМБИНИРОВАННОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТА

©2012 С. А. Гафуров, Л. В. Родионов, А. Н. Крючков,
Г. М. Макарьянц, Е. В. Шахматов

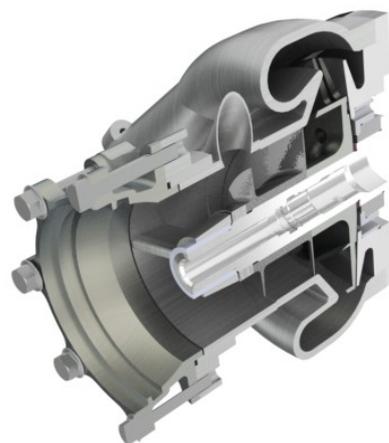
Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Рассматриваются основные причины вибрационного и пульсационного нагружения элементов комбинированного насосного агрегата. На основе численных и экспериментальных исследований предлагаются мероприятия для их снижения. Проведена экспериментальная оценка численных расчётов предложенных мероприятий. Описаны численные и экспериментальные исследования влияния нерастворённого воздуха на нагруженное состояние насосного агрегата

Комбинированный насос, шнекоцентробежная ступень, вихревые течения, кавитация, нерастворённый воздух.

Элементы системы подачи топлива при работе газотурбинного двигателя (ГТД) испытывают значительные вибрационные нагрузки. Для снижения веса и упрощения компоновки топливной системы двигательной установки топливные авиационные насосные агрегаты часто выполняются комбинированными, состоящими из шнеко-центробежной (ШЦС) и шестерённой ступеней (ШС). ШЦС, вследствие конечного числа лопаток и отрывных течений, порождает интенсивные пульсации давления в собственной проточной части и в подключённых к насосным агрегатам гидромагистралях, вызывая при этом интенсивные вибрации элементов конструкции. Повышенные вибрации и пульсации давления в системах подачи топлива ГТД неблагоприятно влияют на устойчивость рабочего процесса в камере сгорания, на точность работы систем регулирования, на усталостную прочность элементов конструкции, на динамические нагрузки роторов и их опор.

Для ряда авиационных энергетических установок остро стоит задача по снижению динамической нагруженности радиально-упорного подшипника ротора ШЦС комбинированного насосного агрегата (рис. 1) [1].



а



б

Рис. 1. Внешний вид ШЦС комбинированного насосного агрегата (а) и радиально-упорного подшипника (б)

К основным причинам повышенной динамической нагруженности подшипника ротора ШЦС относятся:

- 1) гидродинамическая неустойчивость течения потока на входе в ШЦС;
- 2) наличие кавитационных явлений в проточной части насосного агрегата;
- 3) попадание воздуха в питающий трубопровод топливной системы.

Предварительные экспериментальные исследования штатной конструкции насосного агрегата позволили сделать выводы о том, что практически на всех режимах работы насосного агрегата, нерасчётных режимах и в прочих нештатных ситуациях во входном участке ШЦС образуется вихревой жгут. Согласно [2] обратные токи являются следствием радиального перемещения отрывной зоны вдоль всасывающей поверхности лопасти шнека до встречи с корпусом насоса, после чего она поворачивается на 90^0 и растекается по межлопастному каналу, образуя таким образом на периферии всасывающей стороны лопасти источник. Жидкость, поступающая из источника в межлопастный канал, делится на два потока, один из которых течёт к выходному сечению шнека, а другой – к входному. Последний и образует обратные токи. Циркуляция в свободном потоке описывается выражением $U \cdot r = const$. Поэтому при приближении к центру жгута окружная скорость потока увеличивается, а давление падает. Центр, или ядро, вихря движется как твёрдое тело.

Вихревой жгут может являться причиной дополнительной нестационарности течения на входе в насос, а также причиной повышенной динамической и вибрационной нагруженности элементов насосного агрегата [3].

Основываясь на теоретических исследованиях, для снижения динамической нагруженности подшипника были предложены следующие конструктивные мероприятия по изменению входного участка ШЦС:

1. Установка экрана перед шнеком ШЦС с образованием осевого зазора

между задним торцом экрана и корпусом улитки.

2. Установка на вход в ШЦС, в дополнение к экрану, проставочного кольца (рис. 2а) для закрытия осевого зазора между корпусом улитки и торцом экрана.

3. Установка на вход ШЦС, помимо экрана и проставочного кольца, обтекателя. Он устанавливается на вал для предотвращения перетечек от ШС (рис. 2б).



а



б

Рис. 2. Внешний вид ШЦС с установленными экраном и проставочным кольцом (а), а также с дополнительно установленным в неё обтекателем (б)

Для предварительного анализа эффективности предложенных мероприятий было проведено численное моделирование ШЦС комбинированного насоса с помощью метода конечных объёмов.

В качестве инструмента для проведения численного моделирования был вы-

бран САЕ пакет ANSYS CFX. Проведенные серии расчётов позволили построить напорные характеристики ШЦС для различных вариантов конструкции его входного участка. Напор ШЦС определялся из выражения:

$$H = \frac{P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}}}{\rho} + \frac{c_{\text{вых}}^2 - c_{\text{вх}}^2}{2}, \quad (1)$$

где $P_{\text{вых}}$, $P_{\text{вх}}$ – соответственно, давление в невозмущённом потоке на выходе из насоса и на входе в него; $c_{\text{вых}}$, $c_{\text{вх}}$ – соответ-

ственно, скорость на выходе и входе в насос; ρ – плотность рабочего тела.

При построении численной модели рабочих процессов в ШЦС используется Shear Stress Transport (SST) модель турбулентности с автоматической функцией стенки, которая базируется на $k-w$ модели турбулентности.

Верификация расчётных моделей для различных вариантов конструкции проводилась путём сравнения соответствующих значений напора, полученных экспериментально, с его расчётными значениями (рис. 3).

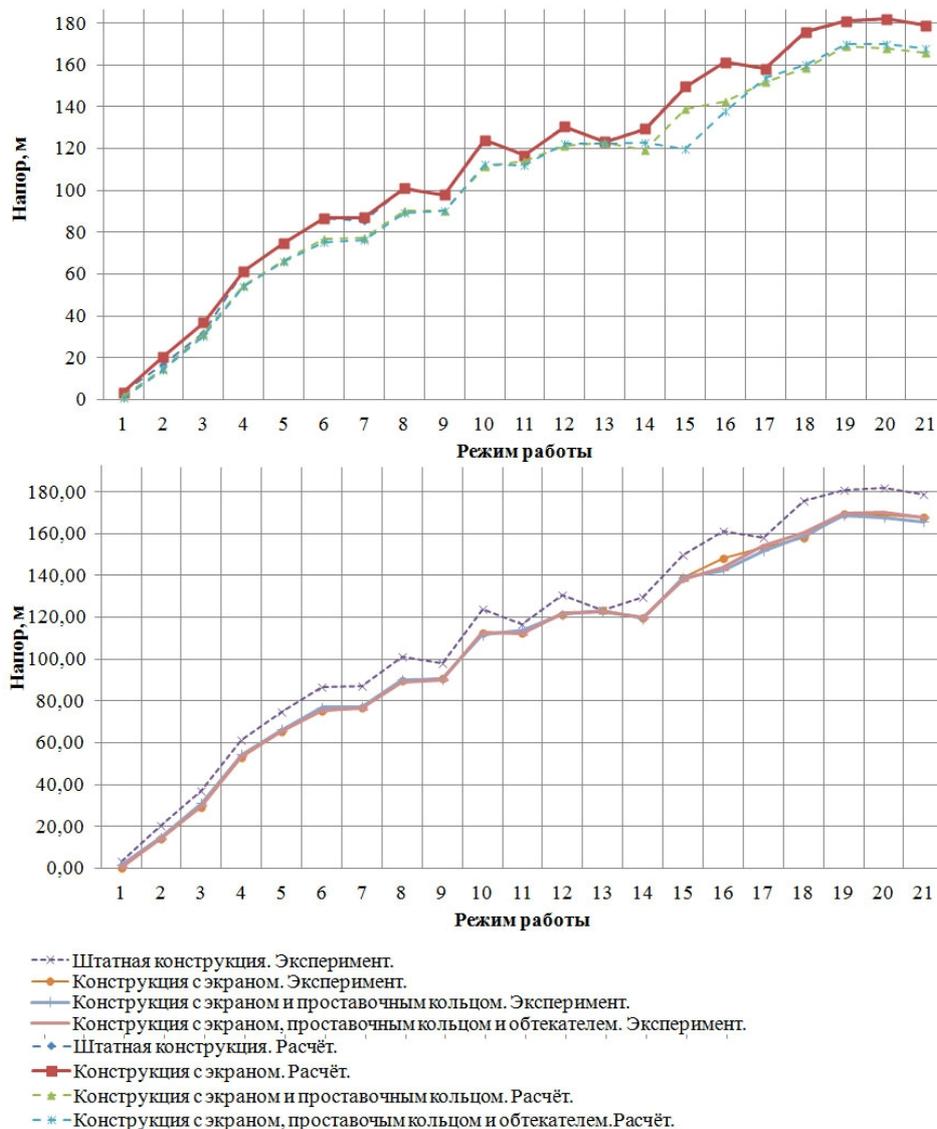


Рис. 3. Экспериментальные и расчетные значения напорных характеристик различных вариантов конструкции ШЦС

Стационарное численное моделирование ШЦС на рассматриваемых режимах работы показало, что предложенные мероприятия могут снизить среднее значение нагрузки на ротор ШЦС на величину до 25%. Полученные расчётные значения достаточно точно коррелируют с экспериментальными данными. При этом погрешность расчёта достигает 5%. Таким образом, численная модель обладает достаточной точностью и считается адекватной.

Главным отрицательным последствием кавитации на втором и третьем критических режимах работы ШЦС является снижение напора насоса. Это происходит из-за того, что в случае осевого входа в ШЦС теоретический напор решётки шнека однозначно определяется окружной составляющей абсолютной скорости потока на выходе из решётки C_{3U} , т.к. $H_T = U \cdot C_{3U}$, где U – переносная скорость. Величина C_{3U} зависит от угла выхода потока β_{2n} и осевой составляющей скорости C_{3Z} (рис. 4).

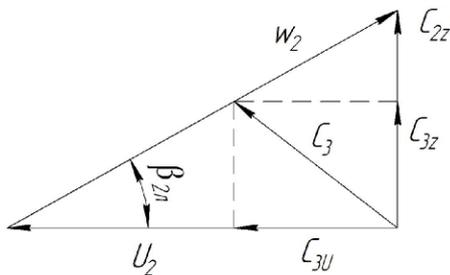


Рис. 4. Треугольник скоростей на выходе из шнека

В общем случае величина осевой силы, действующей на ротор шнеко-центробежного насоса, находится из выражения:

$$R_z = \int_{F_z} p dF_z + rQ(c_{1z} - c_{2z}), (2)$$

где R_z – осевая сила; p – переменное по радиусу давление в полостях между дисками колеса и корпусом; F_z – проекция контура шнеко-центробежной ступени на плоскость, перпендикулярную оси вращения насосного агрегата; Q – объёмный

расход рабочей жидкости; c_{1z} – осевая составляющая скорости на входе в ШЦС; c_{2z} – осевая составляющая скорости на выходе из ШЦС.

В случае работы ШЦС на втором или третьем критических режимах, кавитационная каверна скачкообразно увеличивается, а коэффициент подъёмной силы C_y резко падает. Это приводит к тому, что ротор ШЦС прилипает к корпусу подшипника и происходит выработка более мягкого материала подшипника.

Для описания динамики пузырьков паров керосина использовалась классическая модель Рэлея–Плессета:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2s}{r_f R_B} = \frac{p_n - p}{r_f}, (3)$$

где R_B – радиус парового пузырька; s – коэффициент поверхностного натяжения между жидкостью и паром; r_f – плотность жидкости; p_n – давление внутри газового пузырька; p – давление жидкости; t – время.

Проведённый численный анализ показал, что на входной лопасти шнека присутствует присоединённая кавитационная каверна (рис.5). Однако влияние кавитационных явлений на рабочие характеристики ШЦС (падение напора, изменение осевой силы на роторе, шум и т.п.) для исследуемых режимов работы отсутствует.

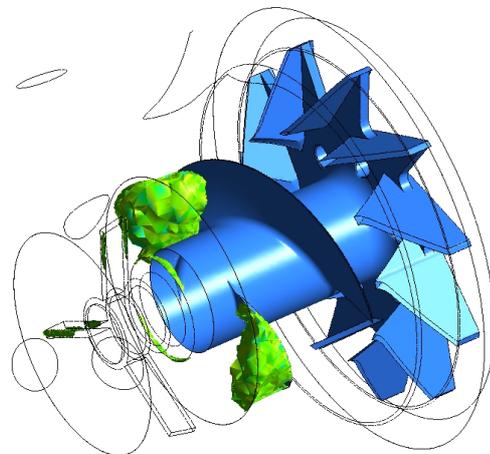


Рис. 5. Распределение кавитационных каверн

Экспериментальные наблюдения также не выявили влияния кавитационных явлений на рабочие характеристики ШЦС и на нагруженное состояние подшипникового узла.

Для оценки эффективности предложенных мероприятий с точки зрения устранения обратных вихревых токов на входе в ШЦС был установлен зонд, представляющий собой два статических датчика, установленных по потоку и против него. Результаты измеренных сигналов (разности давлений) приведены на рис.6.

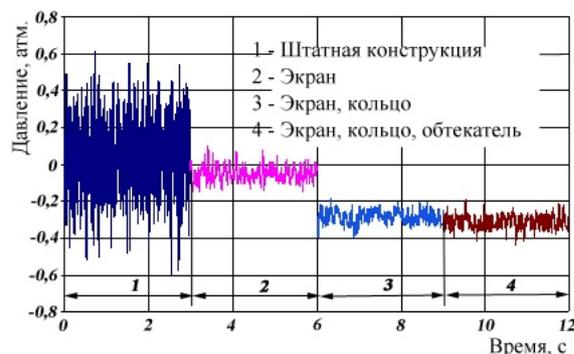


Рис. 6. Влияние конструкции входного участка ШЦС на пульсации давления в области входа

Из рис.6 видно, что предложенные мероприятия являются эффективными и полностью устраняют обратные вихревые токи.

Ещё одной версией причины разрушения подшипниковой опоры является наличие нерастворённого воздуха в топливной системе энергетической установки. Для экспериментального определения влияния нерастворённого воздуха на нагруженное состояние подшипникового узла была проведена серия исследований с принудительной подачей воздуха в питающий трубопровод. Напряжения, возникающие на корпусе подшипника, измерялись восемью тензодатчиками, наклеенными на наружную обойму подшипника. Совокупность показаний этих датчиков позволяет определить величину и распределение осевой нагрузки.

На рис.7 приведена характерная картина распределения нагрузки по окружности опоры подшипника при работе насосного агрегата с воздухом и без него.

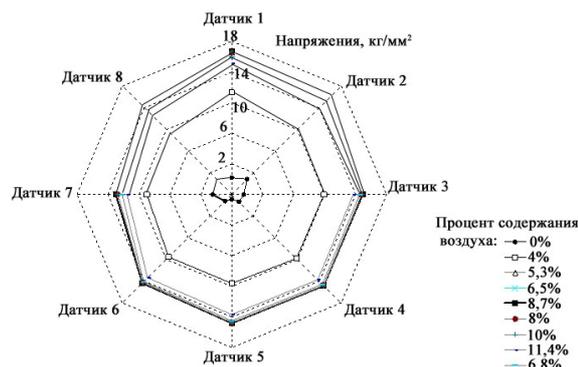


Рис. 7. Распределение нагрузки по окружности опоры подшипника с различной подачей воздуха

На рис.8 приведены характерные для всех исследуемых режимов работы насосного агрегата графики изменения напряжения на корпусе подшипника без подачи воздуха и с его принудительной подачей по каждому из каналов измерения. Результаты тензометрирования проставки насоса, являющейся одновременно корпусом подшипника, на который передаётся осевое усилие, свидетельствуют о значительном возрастании напряжений при подаче воздуха на вход в насос. Возникающие при этом переменные усилия могут являться причиной ускоренного износа подшипника.

Из рис.8 хорошо видно, что при подаче воздуха возникают резкие провалы напряжений на 17...18 кгс/см², в то время как без подачи воздуха наблюдаются редкие одиночные провалы, не превышающие 2...2,5 кгс/см². Таким образом, подача воздуха в питающий трубопровод приводит к возникновению ударной нагрузки на подшипниковую опору. Проведённые экспериментальные исследования подтвердили, что предложенные мероприятия по изменению конструкции входного участка ШЦС приводят к снижению пульсаций и вибраций давления в области входа, а также к ликвидации обратных токов. Таким образом, эти мероприятия снижают пульсационную и вибрационную нагруженность комбинированного насоса. Наилучшей конструкцией является вариант с установленным экраном, кольцом и обтекателем.

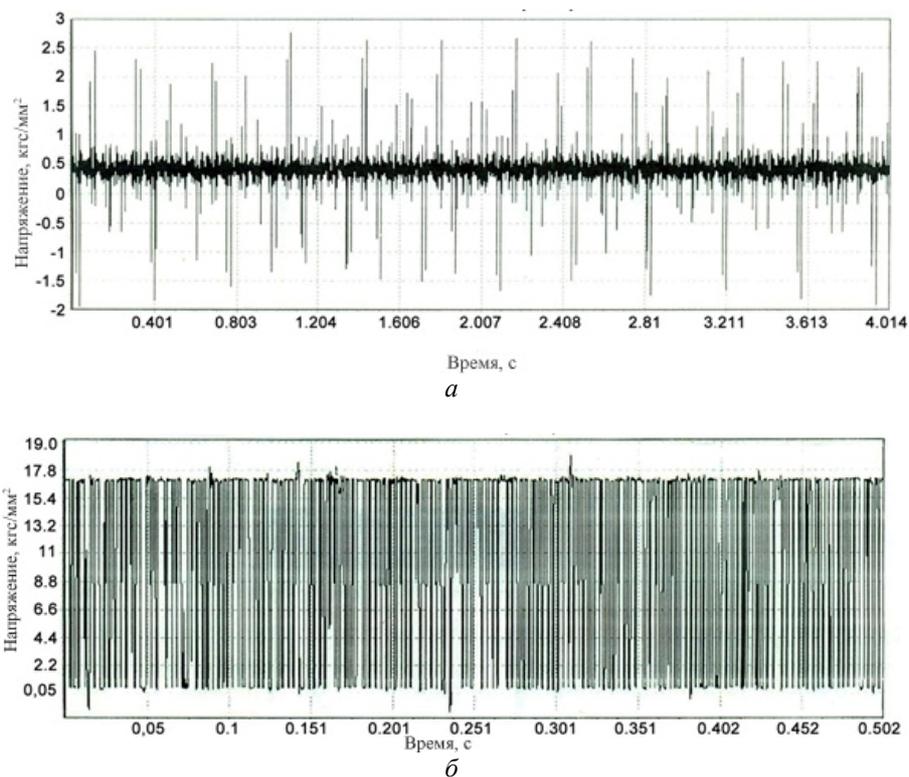


Рис. 8. Сигнал с тензодатчика при работе без воздуха (а) и с 4% содержанием воздуха (б)

Проведённые экспериментальные исследования подтвердили результаты численного моделирования и показали, что на рассматриваемых режимах работы насосного агрегата кавитация не приводит к повышенной нагруженности подшипникового узла.

Экспериментальные исследования подтвердили, что нерастворённый воздух является основной причиной разрушения подшипника, т.к. он вызывает увеличение нагрузки на нём в 18 раз (рис. 7). Такое увеличение нагрузки объясняется тем, что в проточной части ПЦС нарушается сплошность потока из-за наличия нерастворённого воздуха. Это приводит к дополнительной динамической нестационарности потока и неблагоприятному распределению давлений. Возможно, свободный воздух через отверстия в центробежном колесе проникает в его задисковую полость и схлопывается там.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки), на основании постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Гаспаров, М.С. Гидродинамика и виброакустика комбинированных насосных агрегатов [Текст] / М.С. Гаспаров, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин. Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет, 2006. – 86 с.
2. Сточек, Н.П. Гидравлика жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Н.П. Сточек, А.С. Шапиро. – М.: Машиностроение, 1978. – 127 с.
3. Иголкин, А.А. Исследование влияния подачи воздуха во всасывающую магистраль центробежного насоса на его виброакустические характеристики [Текст] / А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, А.Б. Прокофьев [и др.] // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2002. – №1, – С. 78-83.
4. Щербатенко, И.В. Исследование кавитации в насосах, перекачивающих двухфазную жидкость [Текст] / И.В. Щербатенко // Седьмая всесоюзная научно-техническая конференция. – Калуга, 1982. – С. 109-111

ANALYSIS OF THE CAUSES OF AUGER-CENTRIFUGAL PUMP BEARING DESTRUCTION

©2012 S. A. Gafurov, L. V. Rodionov, A. N. Kryuchkov,
G. M. Makaryants, Ye. V. Shakhmatov

Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov
(National Research University)

The main causes of vibration and pulsation loading of a combined pump's elements are described in the paper. Measures to reduce them are proposed on the basis of numerical and experimental analysis. Numerical calculations of the measures proposed are assessed experimentally. Numerical and experimental analysis of the influence of combined air on the loaded state of the pump is described.

Combined pump, centrifugal-auger stage, bearing, vortex flow, cavitation, combined air.

Информация об авторах

Гафуров Салимжан Азатович, аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sa.gafurov@gmail.com. Область научных интересов: гидродинамика, численные методы, лопаточные машины

Родионов Леонид Валерьевич, кандидат технических наук, ассистент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: r163@bk.ru. Область научных интересов: гидравлика, объемные гидромашины.

Крючков Александр Николаевич, доктор технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kan@ssau.ru. Область научных интересов: акустика, лопаточные и объемные насосы.

Макарьянц Георгий Михайлович, кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: mak-georgy@yandex.ru. Область научных интересов: внутренняя акустика, динамические измерения.

Шахматов Евгений Владимирович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: shakhm@ssau.ru. Область научных интересов: виброакустика.

Gafurov Salimzhan Azatovich, postgraduate student, the department of automatic systems of power plants, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). E-mail: sa.gafurov@gmail.com. Area of research: fluid dynamics, numerical methods, blade machines.

Rodionov Leonid Valeryevich, candidate of engineering, assistant, the department of automatic systems of power plants, Samara State Aerospace University (National Research University). E-mail: r163@bk.ru. Area of research: hydraulics, positive-displacement hydraulic machines.

Kryuchkov Alexander Nikolaevich, doctor of engineering, associate professor, the department of automatic systems of power plants, Samara State Aerospace University named after academician S.P.Korolyov (National Research University). E-mail: kan@ssau.ru. Area of research: acoustics, blade and positive-displacement hydraulic machines.

Makaryants Georgiy Mikhailovich, candidate of engineering, associate professor, the department of automatic systems of power plants, Samara State Aerospace University named after academician S.P.Korolyov (National Research University). E-mail: mak-georgiy@yandex.ru. Area of research: internal acoustics, dynamic measurements.

Shakhmatov Yevgeniy Vladimirovich, doctor of engineering, professor, the department of automatic systems of power plants, Samara State Aerospace University (National Research University). E-mail: shakhm@ssau.ru. Area of research: vibroacoustics.