DOI: 10.15593/2224-9982/2020.62.02

УДК 534.2

А.А. Синер, Н.В. Шуваев, Р.Н. Колегов

Пермский государственный национальный
исследовательский университет, Пермь, Россия

РАЗРАБОТКА ЧИСЛЕННОЙ МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ ХАРАКТЕРИСТИК АКУСТИЧЕСКИХ РЕЗОНАНСНЫХ ПРОЦЕССОВ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Обеспечение безопасности полетов является важнейшей задачей, которая решается в процессе проектирования авиационного двигателя и самолета. Наиболее сложными являются физические процессы, происходящие внутри авиационного двигателя, в особенности в его газогенераторе: камере сгорания, компрессоре высокого давления и турбине высокого давления. Нестационарное течение газа в проточной части авиационного двигателя является очень сложным, оно плохо поддается моделированию, поскольку течение характеризуется широким диапазоном временных и пространственных масштабов. Нестационарное течение в компрессоре высокого давления может вызвать помпаж и поломку компрессора и всего двигателя в целом. Наряду с отрывными течениями, вызывающими помпаж, в проточной части могут происходить резонансные явления, связанные с распространением по проточной части двигателя мощных звуковых волн, которые при наложении прямой и отраженной волн создают очень мощную стоячую волну, воздействующую на конструкцию. При определенной комбинации условий, совпадении собственных частот колебания воздушного объема и твердого тела, такие резонансные процессы в проточной части газотурбинного двигателя могут приводить к серьезным поломкам, таким как поломка рабочих и спрямляющих лопаток, разрушение корпусов и др. Основной трудностью является то, что выявить подобные процессы на этапе проектирования и доводки проблематично, поскольку нет подходящих математических моделей, а для экспериментальной проверки требуется выдержать особые условия работы узла, которые заранее неизвестны. Данная работа посвящена созданию расчетной методики, которая позволит в будущем диагностировать резонансные явления на этапе проектирования и тем самым существенно снизит затраты на проектирование, испытание и изготовление авиационного двигателя. Предлагаемая методика основана на нестационарных уравнениях Навье – Стокса для сжимаемого газа.

Ключевые слова: акустика, резонанс, газотурбинный двигатель, вычислительная гидродинамика, ANSYS Fluent.

A.A. Siner, N.V. Shuvaev, R.N. Kolegov

Perm State University, Perm, Russian Federation

DEVELOPMENT OF THE NUMERICAL METHODOLOGY FOR THE ESTIMATION OF RESONANT PROCESSES AT GASTURBINE ENGINE FLOW DUCT

Ensuring safety of flights is the most important task that is being solved in the process of designing an aircraft engine and aircraft. The most complex are the physical processes occurring inside the aircraft engine, especially in its gas generator: combustion chamber, high-pressure compressor and high-pressure turbine. The unsteady flow of gas in the flow duct of the aircraft engine is very complex, it is difficult to model, because the flow is characterized by a wide range of time and space scales. Unsteady flow in a high-pressure compressor can cause surge and breakdown of the compressor and the entire engine as a whole. Along with the detachment flows causing the surge, in the flow duct there can be resonant phenomena associated with the propagation of powerful sound waves along the flow duct of the engine, which, when a direct and reflected wave is imposed, create a very powerful standing wave that affects the structure. With a certain combination of conditions, the coincidence of the natural frequencies of the oscillations of the air volume and the solid body, such resonant processes in the flow duct of the gas turbine engine can lead to serious breakdowns, such as breakage of rotor blades and guide vanes, destruction of the aeroengine framework and other. The main difficulty is that it is problematic to identify such processes at the design and debugging stage, since there are no suitable mathematical models, and for experimental verification it is required to withstand the specific operating conditions of the node that are not known in advance. This work is devoted to the creation of a calculation technique that will allow in the future to diagnose resonance phenomena at the design stage and thereby significantly reduce the costs for the design, testing and manufacture of an aircraft engine. The proposed technique is based on the nonstationary Navier-Stokes equations for a compressible gas.

Keywords: acoustics, resonance, turbojet engine, computational fluid dynamics, ANSYS Fluent.

Актуальность, концептуальная постановка

Прогнозирование резонансных явлений в проточной части газотурбинного двигателя является важной задачей, поскольку это позволяет избежать повышенных пульсаций давления в проточной части и повышенных напряжений в деталях двигателя еще на этапе эскизного проектирования, когда детали еще не изготовлены. В настоящее время не существует достаточно подробных математических моделей для прогнозирования акустического резонанса в проточной части газотурбинного двигателя. В связи с этим тема работы является очень актуальной.

Одной из наиболее старых работ по акустическим резонансам в компрессорах можно считать работу Паркера 1968 г. [1], в которой экспериментально исследуются резонансы в проточной части одиночной ступени осевого компрессора при периодическом срыве вихрей с лопаток. В 1984 г. [2] работа Паркера была расширена и уже исследовались не только пульсации давления в проточной части, но и возникающие колебания лопаток турбомашин. Среди современных работ, посвященных изучению резонансных процессов в проточной части осевых компрессоров, можно выделить работы Хелмиха [3, 4], в которых подробно экспериментально исследуются пульсации давления в проточной части четырехступенчатого компрессора с суммарной степенью повышения давления 2,98. Работы по акустическому резонансу в проточной части многоступенчатого компрессора можно найти в работе Кэмпбелла [5], где также выполняются экспериментальные исследования нестационарных полей давления. Резонанс в воздухозаборном канале исследуется в работе Купера с соавторами [6]. Резонанс, связанный с течением в радиальном зазоре, рассматривается в работе Томасина с соавторами [7]. Работа Зиады с коллегами [8] посвящена исследованию акустических процессов во входном устройстве центробежного турбокомпрессора. В России работы по исследованию резонансных процессов в проточной части двигателя встречаются довольно редко, можно выделить работу коллектива авторов данной статьи [9]. В литературе можно также найти работы с фундаменталь-

ными исследованиями свойств резонаторов, например работа Роны [10]. В данной работе подробно рассматриваются собственные частоты прямоугольной и цилиндрической полостей. Для расчета собственных частот используется аналитический метод, основанный на классической линеаризованной модели. В работе [10] проведен анализ взаимного влияния мод Росситера открытой полости и акустических мод, показаны области возможного взаимодействия таких мод по числу Маха обтекающего потока. Для проектирования камеры сгорания колебания давления также представляют интерес, поскольку камера сгорания может работать как четвертьволновой резонатор при определенных условиях. Колебания давления в камере сгорания рассматриваются в работе [11]. Кроме перечисленных работ, можно выделить работы, касающиеся исследования колебательных процессов в проточной части центробежных компрессоров [12, 13]. В работе [12] даже приводятся фотографии разрушенной проточной части турбомшины. Разрушение связывается с нагрузками, созданными акустическим резонансом. Приведенный анализ показывает высокую актуальность рассматриваемого в настоящей статье исследования.

В данной работе предлагается математическая модель, основанная на уравнениях движения вязкого теплопроводного совершенного газа с нестационарными граничными условиями, имитирующими возбуждение. Для тестирования модели выбрана задача о резонансе в замкнутой полости в форме прямоугольного параллелепипеда размером 25×15×15 см. Общий вид расчетной области показан на рис. 1.

Рис. 1. Общий вид полости

Такая форма полости выбрана для простоты, поскольку для нее возможно аналитически оценить резонансные частоты. Для задания возбуждения в центре полости была создана сфера, на которой были заданы граничные условия с нестационарным давлением. Общий вид сферической границы внутри полости показан на рис. 2. Диаметр сферической границы выбирался из условия, что размер границы должен быть как минимум вдвое меньше самой короткой волны, которая генерируется. Диаметр сферической границы составлял 2 см при длине самой короткой волны 6,6 см.

Рис. 2. Сферическая граница внутри полости для задания возбуждения:
I – сферическая граница для задания нестационарного граничного условия

Для задания возбуждения использовался случайный сигнал статического давления

с равномерным спектром в диапазоне частот от 100 до 5000 Гц. Диапазон частот выбран исходя из возможного диапазона поиска резонансов конструкции при выполнении расчетов для авиационного двигателя, чтобы захватить как низкие формы для рабочих лопаток вентилятора – частоты порядка 100–200 Гц, так и средние формы для первых рабочих лопаток КВД – частоты 3000–5000 Гц. Спектр сигнала показан на рис. 3. Наиболее интенсивные моды колебаний располагаются в диапазоне частот до 5000 Гц.

Математическая модель полости

Для расчета резонансов полости воспользуемся нестационарными уравнениями движения вязкого теплопроводного совершенного газа:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) &= 0, \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) &= -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau}, \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) &= \nabla \cdot (\chi \nabla T + \boldsymbol{\tau} \cdot \vec{v}). \end{aligned} \quad (1)$$

Тензор вязких напряжений определяется выражением

$$\boldsymbol{\tau} = \eta \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} \mathbf{I} \right]. \quad (2)$$

Рис. 3. Спектр возбуждающего сигнала

Полная энергия имеет вид

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2}, \quad (3)$$

где ρ – плотность; $\vec{v}$ – вектор скорости; p – давление; T – температура; h – энтальпия; η – коэффициент динамической вязкости; χ – коэффициент теплопроводности; $\mathbf{I}$ – единичная матрица.

Для замыкания системы уравнений (1)–(3) используется уравнение состояния совершенного газа

$$\rho = \frac{p_{\text{оп}} + p}{\frac{R_0}{M_w} T},$$

где $p_{\text{оп}}$ – опорное давление; R_0 – универсальная газовая постоянная; M_w – молярная масса воздуха.

Схема граничных условий показана на рис. 4. На поверхности полости (граница S1) задаются условия прилипания и условия теплоизоляции, на поверхности внутренней сферы (граница S2) задается нестационарное давление по заданному закону от времени и поддерживается постоянная температура 300 К. При инициализации расчетной области задается нулевое начальное распределение скоростей, равномерное поле статических давлений с давлением 101 325 Па и равномерное температурное поле с температурой 300 К.

Рис. 4. Схема граничных условий:
1 – граница S1; 2 – граница S2

Общий вид сигнала, задаваемого на границе S2, показан на рис. 5. Сигнал имеет равномерный спектр в диапазоне частот от 100 до 5000 Гц. Спектр сигнала был показан на рис. 3.

Для выполнения расчетов использовался коммерческий газодинамический пакет ANSYS

Fluent. Сеточная модель содержала 1 309 572 гексаэдральных элемента, или 1 232 164 узла. Размер элемента выбирался исходя из условия, что на самую короткую волну в расчете приходится приблизительно по 40 ячеек, при этом размер ячейки составил 1,68 мм. При выполнении расчета использовался совместный решатель уравнений сохранения количества движения и уравнения сохранения массы (density based solver). Поскольку акустические давления имеют малую амплитуду, использовался решатель с двойной точностью. Основные уравнения решались методом контрольных объемов по пространству и с помощью неявной разностной схемы по времени против потока первого порядка точности. Для аппроксимации потоковых слагаемых через границы контрольного объема использовалась схема против потока 2-го порядка точности типа Роу. Шаг по времени был постоянным и составлял 10^{-5} с. Таким образом, на самый короткий период колебаний, соответствующий частоте 5000 Гц, пришлось 20 шагов по времени, что, на наш взгляд, является достаточным. Для установления решения на каждом шаге по времени использовалось по 5 подитераций.

Результаты расчетов

На рис. 6 показана схема размещения контрольных точек для регистрации сигналов давления. Контрольная точка № 1 располагалась в непосредственной близости от поверхности, генерирующей волну, а точка № 2 располагалась в углу расчетной области.

На рис. 7 показан спектр звукового давления в контрольной точке № 1, полученный по результатам расчета. Как видно из данного рисунка, спектр в точке, расположенной рядом с источником колебаний, очень похож на спектр сигнала, заданного на источнике, т.е. он практически равномерный, за исключением области от 100 до 300 Гц, где наблюдается хорошо выраженный пик вблизи 230 Гц и хорошо выраженный провал вблизи 300 Гц. На рис. 7 также видны небольшие резонансы на частотах 1200, 2300 и 3000 Гц. На рис. 8 показан спектр звукового давления в углу расчетной области в контрольной точке № 2. Как видно из рис. 8, имеется резонансное поведение полости на частотах порядка 230, 1200, 2000, 2300 Гц.

Рис. 5. Изменение давления на поверхности S2

Рис. 6. Схема размещения контрольных точек для сбора данных: 1 – контрольная точка № 2; 2 – контрольная точка № 1

Рис. 7. Спектр звукового давления в контрольной точке № 1: 1 – 230 Гц; 2 – 300 Гц; 3 – 1200 Гц; 4 – 2300 Гц; 5 – 3000 Гц

При выполнении расчета происходило накопление сигналов длительностью порядка 1 с. Для вычисления спектров звукового давления использовались порции длиной примерно 1/12 с (8192 отсчета), таким образом, спектры звукового давления были получены с разрешающей способностью 12 Гц.

В соответствии с элементарной теорией, резонансные частоты такого полуволнового резонатора могут быть найдены по известной формуле [14]

$$f_{lmn} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{l}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{m}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n}{L_z}\right)^2},$$

где c – скорость звука; L_x, L_y, L_z – линейные размеры замкнутого объема; l, m, n – номера мод колебаний. Список резонансных частот рассматриваемой замкнутой полости приводится в таблице.

Рис. 8. Спектр звукового давления в контрольной точке № 2: 1 – 230 Гц; 2 – 1200 Гц; 3 – 2000 Гц; 4 – 2300 Гц; 5 – 1700 Гц

Резонансные частоты замкнутой полости в виде параллелепипеда для скорости звука 340 м/с

l	m	n	$f_{\text{рез}}$
0	1	0	690
1	0	0	1150
1	1	0	1341
0	2	0	1380
1	0	1	1626
1	1	1	1767
2	0	0	2300

Различные резонансные частоты соответствуют различным номерам мод (форм колебаний). Жирным шрифтом выделены частоты,

наиболее близкие к полученным в результате нестационарного расчета (см. таблицу). Как видно из сопоставления, численные частоты отличаются не более чем на 10 % от аналитических значений. Из сравнения численного расчета и аналитической теории видно, что численный расчет в пакете ANSYS Fluent позволяет определять резонансные частоты замкнутой полости, однако для того, чтобы увидеть в спектрах звука, измеренных в точке, больше возникающих форм колебаний, требуется правильно выбирать положение точки регистрации сигнала. Наиболее простым вариантом в данной ситуации может быть размещение нескольких точек регистрации сигнала вдоль какой-либо линии или же запись во всей расчетной области с последующим разложением сигнала на простейшие синусоидальные составляющие. В случае реальной геометрии полости или геометрии проточной части канала авиационного двигателя численный расчет может оказаться практически единственным способом подробного анализа происходящих резонансных процессов. Таким образом, можно сделать вывод о возможности определения резонансных частот замкнутого объема из представленного расчета по вязкой и теплопроводной моделям совершенного газа.

Заключение

В результате проделанной работы показано, что резонансные частоты замкнутого объема могут быть определены из численного решения нестационарных уравнений движения вязкого и теплопроводного газа. Продолжительность одного расчета на 6 ядрах процессора Intel Xeon E5-2620 v.2 составляет порядка 5–7 дней, что является приемлемым. Поскольку ANSYS Fluent хорошо распараллеливается, при использовании вдвое большего числа ядер можно получить практически двухкратное ускорение расчета. Для определения всего спектра резонансных частот необходимо варьировать положение источника внутри полости, поскольку каждая собственная форма колебаний имеет свое расположение пучностей и узловых линий. Некоторые формы колебаний имеют в центре полости узловую линию и поэтому слабо возбуждаются источником, расположенным в центре.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и Пермского края в рамках научного проекта № 17-41-590409.

Библиографический список

1. Parker R. An investigation of acoustic resonance effects in an axial flow compressor stage // J. of Sound and Vibration. – 1968. – Vol. 8, no. 2. – P. 281–297. DOI: 10.1016/0022-460X(68)90233-2
2. Parker R. Acoustic resonances and blade vibration in axial flow compressors // J. of Sound and Vibration. – 1984. – Vol. 92, no. 4. – P. 529–539. – URL: [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(84\)90196-2](https://doi.org/10.1016/0022-460X(84)90196-2) (accessed 09 June 20).
3. Hellmich B. Acoustic resonance in a high-speed axial compressor: PhD thesis / Universität Hannover. – Hannover, 2008. – 119 p.
4. Hellmich B., Seume J.R. Causes of acoustic resonance in a high-speed axial compressor // J. of Turbomach. – 2008. – Vol. 130, no. 3. – 031003. – 9 p. DOI:10.1115/1.2775487
5. Camp T.R. A study of acoustic resonance in a low-speed multistage compressor // J. of Turbomach. – 1999. – Vol. 121, no. 1. – P. 36–43. DOI:10.1115/1.2841232
6. Cooper A.J., Parry A.B., Peake N. Acoustic resonance in aeroengine intake ducts // J. of Turbomach. – 2004. – Vol. 126, no. 3. – P. 432–441. DOI:10.1115/1.1776586
7. Thomassin J., Vu H.D., Mureithi N.W. The tip clearance flow resonance behind axial compressor nonsynchronous vibration // J. of Turbomach. – 2011. – Vol. 133, no. 4. – 041030. – 10 p. DOI: 10.1115/1.4001368
8. Ziada S., Oengoeren A., Vogel A. Acoustic resonance in the inlet scroll of a turbo-compressor // J. of Fluids and Struct. – 2002. – Vol. 16, no. 3. – P. 361–373. DOI: 10.1006/jfls.2001.0421
9. Колегов Р.Н., Синер А.А. Численное моделирование акустических резонансных явлений в каналах перепуска воздуха авиационного двигателя // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2015. – № 41. – С. 72–85. DOI: 10.15593/2224-9982/2015.41.04

10. Rona A. The acoustic resonance of rectangular and cylindrical cavities // *J. of Algorithms and Comput Techn.* – 2007. – Vol. 1, no. 3. – P. 329–356. DOI: 10.1260/174830107782424110
11. Hubbard S., Dowling A.P. Acoustic resonances of an industrial gas turbine combustion system // *J. of Eng. for Gas Turbines and Power.* – 2001. – Vol. 123, no. 4. – P. 766–773. DOI: 10.1115/1.1370975
12. Konig S., Petry N., Wagner N.G. Aeroacoustic phenomena in high-pressure centrifugal compressors – a possible root cause for impeller failures // 37th Turbomach. Symp., Houston, US. – Houston, US, 2009. – P. 103–122. DOI: 10.21423/R1735C
13. Unsteady acoustic forcing on an impeller due to coupled blade row interactions / S. Richards, K. Ramakrishnan, C.M. Shieh, F. Moyroud, A. Picavet, V. Ballarini, V. Michelassi // *ASME Paper.* – 2010. – GT2010-23771. – P. 1287–1297.
14. Исакович М.А. Общая акустика: учеб. пособие. – М.: Наука, 1973. – 502 с.

References

1. Parker R., An investigation of acoustic resonance effects in an axial flow compressor stage. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 8, no. 2, 1968, pp. 281-297. DOI: 10.1016/0022-460X(68)90233-2
2. Parker R., Acoustic resonances and blade vibration in axial flow compressors // *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 92, no. 4, 1984, pp. 529-539. DOI: 10.1016/0022-460X(84)90196-2
3. Hellmich B. Acoustic resonance in a high-speed axial compressor. PhD thesis, Universität Hannover, Hannover, 2008, 119 p.
4. Hellmich B., Seume J. R. Causes of acoustic resonance in a high-speed axial compressor. *Journal of Turbomachinery*, Vol. 130, no. 3, 2008, 031003 (9 pages). DOI: 10.1115/1.2775487
5. Camp T.R. A study of acoustic resonance in a low-speed multistage compressor. *Journal of Turbomachinery*, Vol. 121, no. 1, 1999, pp. 36-43. DOI: 10.1115/1.2841232
6. Cooper A.J., Parry A.B., Peake N. Acoustic resonance in aeroengine intake ducts. *Journal of Turbomachinery*, Vol. 126, no. 3, 2004, pp. 432-441. DOI: 10.1115/1.1776586
7. Thomassin J., Vu H.D., Mureithi N.W. The tip clearance flow resonance behind axial compressor nonsynchronous vibration. *Journal of Turbomachinery*, Vol. 133, no. 4, 2011, 041030 (10 pages). DOI: 10.1115/1.4001368
8. Ziada S., Oengoeren A., Vogel A. Acoustic resonance in the inlet scroll of a turbo-compressor. *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 16, no. 3, 2002, pp. 361-373. DOI: 10.1006/jfls.2001.0421
9. Kolegov R.N., Siner A.A. Chislennoye modelirovaniye akusticheskikh rezonansnykh yavleniy v kanalakh perepuska vozdukha aviatsionnogo dvigatelya [Numerical simulation of the acoustic resonance phenomenon inside the aircraft engine bleed valve]. *PNRPU Aerospace Engineering Bulletin*, 2015, no. 41, pp. 72-85. DOI: 10.15593/2224-9982/2015.41.04
10. Rona A. The acoustic resonance of rectangular and cylindrical cavities. *Journal of Algorithms and Computational Technology*, 2007, Vol. 1, no. 3, pp. 329-356. DOI: 10.1260/174830107782424110
11. Hubbard S., Dowling A.P. Acoustic Resonances of an Industrial Gas Turbine Combustion System. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2001, Vol. 123, no. 4, pp. 766-773. DOI: 10.1115/1.1370975
12. Konig S., Petry N., Wagner N. G. Aeroacoustic phenomena in high-pressure centrifugal compressors – a possible root cause for impeller failures. 37th Turbomachinery Symposia, Houston, US, 2009, pp. 103-122. DOI: 10.21423/R1735C
13. Richards S., Ramakrishnan K., Shieh C. M., Moyroud F., Picavet A., Ballarini V., Michelassi V. Unsteady acoustic forcing on an impeller due to coupled blade row interactions // *ASME Paper*, GT2010-23771, 2010, pp. 1287-1297.
14. Isakovitch M.A. Obshchaya Akustika. Uchebnoye posobiye [General Acoustics. Tutorial]. Moscow: Nauka". 1973, 502 p.

Об авторах

Шуваев Николай Васильевич (Пермь, Россия) – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Механика сплошных сред и вычислительных технологий» ФГБОУ ВО ПГНИУ (614990, г. Пермь, ул. Букирева, д. 15; e-mail: shuvaev_nv@mail.ru).

Синер Александр Александрович (Пермь, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Механика сплошных сред и вычислительных технологий», завлабораторией ФГБОУ ВО ПГНИУ (614990, г. Пермь, ул. Букирева, д. 15; e-mail: asiner@mail.ru).

Колегов Руслан Николаевич (Пермь, Россия) – инженер кафедры «Механика сплошных сред и вычислительных технологий» ФГБОУ ВО ПГНИУ (614990, г. Пермь, ул. Букирева, д. 15; e-mail: kolegovruslan@yandex.ru).

About the authors

Nikolay V. Shuvaev (Perm, Russian Federation) – CSc in Technical Sciences, Senior Lecturer of Continuum Media Mechanics and Computing Technology Department, Perm State University (15, Bukireva st., Perm, 614990, Russian Federation; e-mail: shuvaev_nv@mail.ru).

Aleksandr A. Siner (Perm, Russian Federation) – CSc in Technical Sciences, Associate Professor of Continuum Media Mechanics and Computing Technology Department, Perm State University (15, Bukireva st., Perm, 614990, Russian Federation; e-mail: asiner@mail.ru).

Ruslan N. Kolegov (Perm, Russian Federation) – Engineer of Continuum Media Mechanics and Computing Technology Department, Perm State University (15, Bukireva st., Perm, 614990, Russian Federation; e-mail: kolegovruslan@yandex.ru).

Получено 10.07.2020