

Релаксация напряжений в болтовых соединениях с радиальным натягом

© Б.В. Букеткин, И.Е. Семенов-Ежов, А.А. Ширшов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

В конструкциях современных самолетов для повышения ресурса планера используют болтовые соединения с радиальным натягом. В окрестности отверстия соединяемых элементов (пакета) из алюминиевых сплавов создается поле напряжений, превышающих предел текучести материала. У таких материалов при напряжениях, близких к пределу текучести, даже при температуре 20 ± 3 °C возникают деформации ползучести, которые через несколько сотен часов достигают значений, соизмеримых с упругими деформациями. Вследствие этого заметно снижаются напряжения в соединении. Проведено исследование влияния процесса ползучести на перераспределение напряжений в пакете из алюминиевого сплава после запрессовки в него стального болта при использовании одной из технических теорий ползучести — теории течения. Рассмотрено однорядное болтовое соединение при различных значениях номинального радиального натяга. Расчеты выполнены численно методом конечных элементов с использованием пакета прикладных программ ANSYS Academic. Приведены графики изменения главных напряжений во времени (до 2400 ч), а также зависимости эквивалентных напряжений и контактного давления от номинального натяга (до 1,2 %).

Ключевые слова: болтовое соединение, пакет, радиальный натяг, релаксация напряжений, контактное давление

Введение. В конструкциях современных самолетов в качестве эффективного средства повышения ресурса планера широко применяют болтовые соединения с радиальным натягом. В результате посадки болтов в окрестности отверстия соединяемых элементов создается поле остаточных напряжений, взаимодействие которых с напряжениями, возникающими в процессе эксплуатации, и приводит к повышению ресурса. В одном соединении может быть несколько элементов (слоев) из одинаковых или различных материалов. Набор элементов в дальнейшем будем называть *пакетом*. Наиболее распространенными материалами пакета являются алюминиевые и титановые сплавы. Если физико-механические характеристики материалов слоев в пакете одинаковы, его рассматривают как однослойный, в противном случае употребляют термин «многослойный пакет». На рис. 1 приведены примеры болтовых соединений элементов конструкции планера.

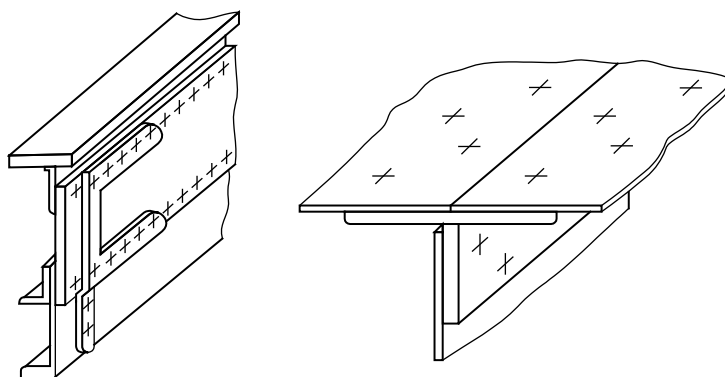


Рис. 1. Болтовые соединения элементов конструкции планера

Расчет на долговечность проводят, суммируя значения эксплуатационных напряжений и напряжений, которые возникают в результате сборки и определяются значением натяга [1–3]. Известно, что при исследовании напряженно деформированного состояния на модели соединений с радиальным натягом уже через 5...15 мин после сборки соединения контактное давление уменьшается вследствие ползучести на 10...15 % в зависимости от значения номинального натяга Δ [4, 5]. Поскольку от начала сборки реального изделия (планера) до его окончания проходит значительное время — несколько месяцев, возможно дальнейшее снижение напряжений в соединении с радиальным натягом.

Исследованию процессов релаксации посвящено большое количество работ. Часть из них имеет отношение к релаксации контактного давления между фланцами и, как следствие, к уменьшению усилия затяжки в болтовом соединении [6–10]. В работах [11, 12] рассмотрены вопросы релаксации напряжений в прессовом соединении.

Целью настоящей работы является исследование влияния ползучести на перераспределение напряжений в пакете из алюминиевого сплава при запрессовке в него стального болта при различных значениях радиального натяга.

Испытания на ползучесть образцов из алюминиевого сплава Д16АТ, проведенные в лаборатории кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана, показали, что при напряжениях, близких к пределу текучести, при температуре 20 ± 3 °С деформации ползучести через 1000 ч достигают значений, соизмеримых с упругими деформациями. Из-за большого разброса значений деформаций ξ^c ползучести, полученных в результате эксперимента для одинаковых значений напряжения σ и времени t , была выбрана одна из так назы-

ваемых технических теорий ползучести — теория течения [4]. Согласно этой теории, уравнение состояния получено в виде [13]

$$\xi^c = 3,5 \cdot 10^{-8} (\sigma/100)^{6,5} t^{-2/3}. \quad (1)$$

Здесь напряжение измеряется в мегапаскалях, а время — в часах.

Расчетная схема. В качестве примера рассмотрим однорядное соединение обшивки крыла со стрингером. На рис. 2 приведен выделенный осями симметрии OA , OC и AB прямоугольный элемент обшивки со сторонами длиной l_1 и l_2 с запрессованной шайбой, моделирующей болт. Размер $l_1 = 3R$, что соответствует минимальному расстоянию между болтами в ряду, обычно $(3-5)R$. При таком размере l_1 максимальные напряжения от посадки болтов возникают вдоль ряда болтов в зоне контакта. Расстояние между рядами болтов значительно больше l_1 , но уже на расстоянии более $6R$ от отверстия оно практически не влияет на распределение напряжений, поэтому принято $l_2 \approx 2l_1$.

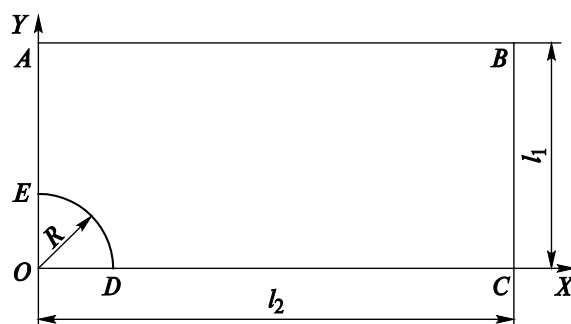


Рис. 2. Расчетная модель элемента обшивки крыла с запрессованным болтом

Расчет проведен методом конечных элементов с использованием пакета прикладных программ ANSYS Academic [14, 15]. Использован восьмиузловой элемент PLAN183. Конечно-элементная сетка — неравномерная, со сгущением в области контакта. Минимальный размер элемента составляет $R/12$ при $R = 10$ мм, толщина модели — 5 мм. Граничные условия на сторонах OA , OC и AB соответствовали симметричным условиям закрепления.

Известно [16], что при посадке болта из высокопрочной стали (например, 35ХГСА2 с пределом прочности $\sigma_B \geq 1600$ МПа) в пакет из алюминиевого сплава Д16АТ пластические деформации возникают уже при натягах 0,4 %. При расчете использована реальная диаграмма деформирования алюминиевого сплава ($\sigma_T = 234$ МПа, $E = 72$ ГПа, $\mu = 0,34$) с изотропным упрочнением, принятая в виде кусочно-линейной функции с максимальной деформацией 2,3 %. В со-

ответствии с требованиями пакета ANSYS уравнение состояния (1) представлено в виде

$$\xi_i^c = 3,5 \cdot 10^{-21} \sigma_i^{6,5} t^{-2/3}, \quad (2)$$

где ξ_i^c — интенсивность скоростей деформаций ползучести; σ_i — интенсивность напряжений, МПа; t — время, ч.

Результаты расчетов. Расчеты проведены для пяти значений номинального натяга в диапазоне 0,4...1,2 %. Процесс ползучести прослежен до 2500 ч, т. е. рассмотрен практически весь период сборки элементов планера до появления эксплуатационных нагрузок. Результаты расчетов представлены графически.

В качестве примера показано распределение интенсивности напряжений в пакете сразу после сборки, т. е. до начала процесса ползучести, при натягах 0,4 % (рис. 3, а) и 1,2 % (рис. 3, б). Как ранее было отмечено, уже при натяге 0,4 % появляются пластические деформации. Зона их действия, выделенная красным цветом, не распространяется на весь контур отверстия. При натяге 1,2 % зона пластических деформаций увеличивается и охватывает весь контур отверстия. Наиболее нагруженная область расположена вдоль ряда болтов.

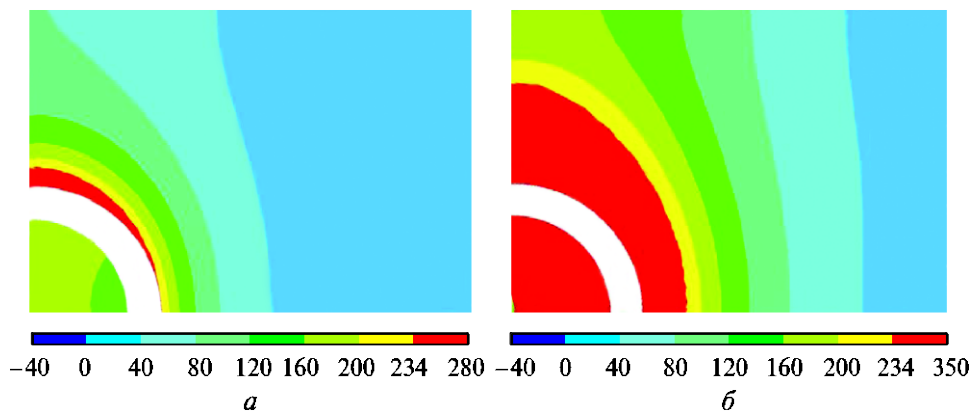


Рис. 3. Распределение интенсивности напряжений, МПа, в пакете после посадки болтов при номинальном натяге 0,4 % (а) и 1,2 % (б)

В качестве примера приведены также эпюры напряжений вдоль осей Y и X (см. рис. 2) сразу после сборки (номинальный натяг $\Delta = 0,8$ %) и через 1200 ч (рис. 4). Эпюры интенсивности напряжений обозначены через σ_i , максимальных главных напряжений — σ_t , минимальных главных напряжений — σ_r и приведены в зависимости от безразмерного расстояния r/R от начала координат. Отметим, что на осях симметрии σ_t — это окружные напряжения, σ_r — радиальные.

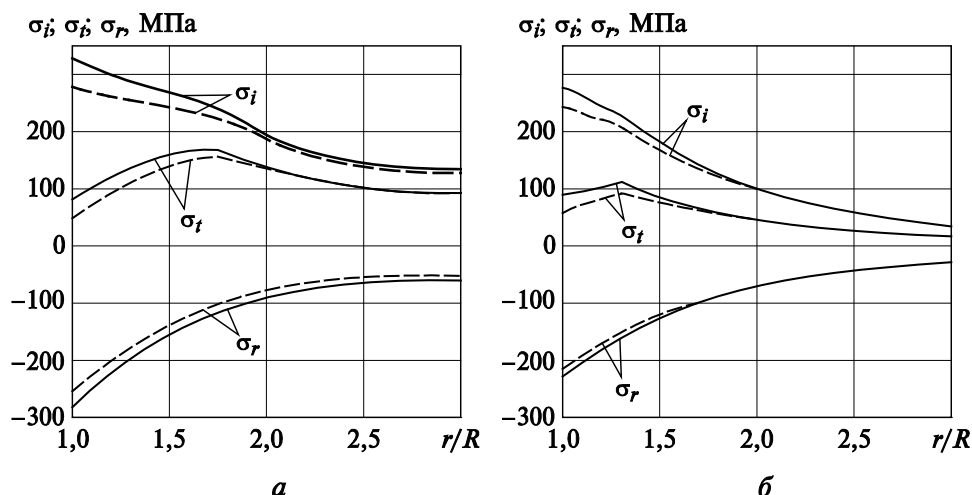


Рис. 4. Эпюры напряжений σ_i , σ_t , σ_r вдоль оси Y (а) и вдоль оси X (б) сразу после сборки (—) и через 1200 ч (----)

Известно, что во время процесса релаксации в первые минуты происходит резкое снижение напряжений [5]. В дальнейшем скорость изменения напряжений постоянно уменьшается. Это хорошо видно на графиках изменения во времени отношения напряжений $\sigma_k(t)/\sigma_k(0)$ в точке E пакета (см. рис. 2), представленных на рис. 5. Здесь $\sigma_k(t)$ — напряжение в текущий момент времени, а $\sigma_k(0)$ — напряжение в начальный момент времени. Представленные зависимости получены для соединения с номинальным натягом 0,8 %.

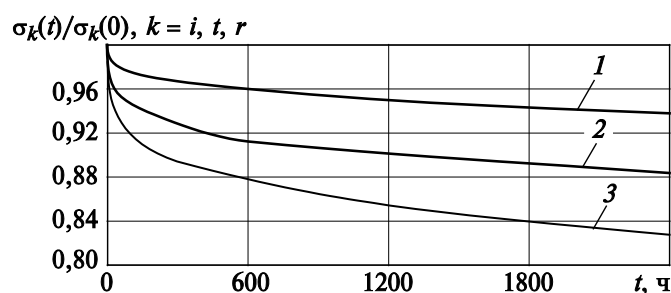


Рис. 5. Графики изменения во времени безразмерных напряжений в наиболее опасной точке пакета:
1 — эквивалентных; 2 — окружных; 3 — радиальных

Скорость деформаций ползучести, как известно, существенно зависит от уровня напряжений, следовательно, в рассматриваемой задаче — от величины радиального натяга. Значения интенсивности

напряжений σ_i и контактного давления p_k для различных значений номинального натяга в момент сборки ($t = 0$) и через 1200 ч приведены в таблице.

Снижение интенсивности напряжений σ_i и контактного давления p_k вследствие ползучести

Параметр	Время t , ч	Натяг Δ , %				
		0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
σ_i , МПа	0	277	307	327	342	346
	1200	255	271	280	284	284
p_k , МПа	0	197	248	280	301	317
	1200	190	231	253	266	274

По данным таблицы видно, что вследствие ползучести эквивалентные напряжения при натягах свыше 0,8 % оказываются практически одинаковыми.

На рис. 6 для наглядности зависимости эквивалентных напряжений и контактного давления от номинального натяга Δ (в процентах) представлены в безразмерной форме. Коэффициенты K_σ и K_p — это отношения соответственно эквивалентных напряжений и контактного давления через 1200 ч после сборки к их начальным значениям.

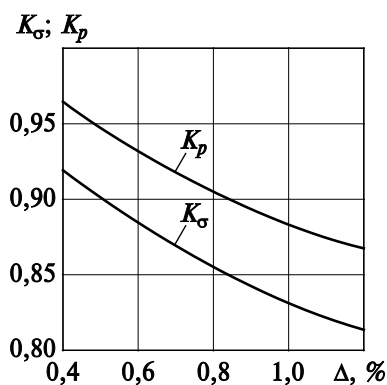


Рис. 6. Зависимость коэффициентов эквивалентных напряжений и контактного давления от номинального натяга Δ

Заключение. За время сборки планера в пакетах из алюминиевых сплавов при посадке болтов с радиальным натягом вследствие ползучести происходит заметное уменьшение напряжений. Так, контактное давление за 50 сут снижается с 4 до 13 %, а эквивалентные напряжения — с 8 до 19 % при номинальных натягах 0,4 и 1,2 % соответственно. При номинальных натягах 0,8 % и более вследствие ползучести эквивалентные напряжения становятся практически одинаковыми, поэтому применение натягов выше 0,8 % нецелесообразно.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Mann J.Y., Machin A.S., Lupson W.F., Pell R.A. The use of interference-fit bolts or bushes and hole cold expansion for increasing the fatigue life of thick-section aluminium alloy bolted joints. *Aeronautical Research Labs Melbourne (Australia)*, 1983, no. Arl/Structures Note-490.
- [2] Buhr K., Haydn W., Bacher-Hoechst M., Wuttke U., Berger Ch. Finite-element-based methods for the fatigue design of bolts and bolted joints. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, 2009, vol. 2, no. 1, pp. 75–84.
- [3] Семенов-Ежов И.Е., Ширшов А.А. Расчет по усталостной прочности при неодноосном напряженном состоянии. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2015, № 7, с. 29–33.
- [4] Работнов Ю.Н. *Ползучесть элементов конструкций*. 2-е изд. Москва, Наука, 2014, 752 с.
- [5] Семенов-Ежов И.Е., Ширшов А.А. Влияние ползучести на моделирование контактных задач поляризационно-оптическим методом. *Труды МВТУ. Динамика и прочность машин № 332*. Москва, МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1980, с. 138–145.
- [6] Bouzid A., Chaaban A. An accurate method of evaluating relaxation in bolted flanged connection. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 1997, vol. 119, no. 1, pp. 10–17.
- [7] Nechache A., Bouzid A.H. Creep analysis of bolted flange joints. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2007, vol. 84, no. 3, pp. 185–194.
- [8] Bouzid A.H., Nechache A. Creep modeling in bolted flange joint. *ASME/JSME 2004 Pressure Vessels and Piping Conference*. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2008, pp. 49–56.
- [9] Chen Y., Xu Y.Y., Huang L.Y., Xu Y.H., Guan K. Creep behavior of metal-to-metal contact bolted flanged joint. *Procedia Engineering*, 2015, vol. 130, pp. 214–220.
- [10] Yang J., DeWolf J.T. Mathematical model for relaxation in high-strength bolted connections. *Journal of Structural Engineering*, 1999, vol. 125, no. 8, pp. 803–809.
- [11] Гаффанов Р.Ф. Оценка работоспособности соединения составной нефтяной задвижки методом конечных элементов. *Интеллектуальные системы в производстве. Научно-практический журнал*, 2008, № 2 (12), с. 148–153.
- [12] Морозов А.В., Федотов Г.Д., Абрамов А.Е. Повышение нагрузочной способности соединений с натягом типа «Втулка — корпус» объемным электромеханическим дорнованием. *Вестник Ульяновской государственной сельскохозяйственной академии*, 2014, № 3 (27), с. 125–133.
- [13] Буланов В.Б., Букеткин Б.В., Семенов-Ежов И.Е., Ширшов А.А. Кратковременная ползучесть сплава Д16АТ при комнатной температуре. *Заводская лаборатория. Диагностика материалов*, 2014, т. 80, № 6, с. 59–62.
- [14] Чигарев А.В., Кравчук А.С., Смалюк А.Ф. *ANSYS для инженеров*. Москва, Машиностроение-1, 2004, 524 с.
- [15] *ANSYS Academic Research, Release 17.0, Help System*. Mechanical APDL Guide, ANSYS, Inc.
- [16] Дунаев В.В., Семенов-Ежов И.Е., Ширшов А.А. Концентрация напряжений в болтовом соединении с натягом при сборке болтов и их затяжке. *Вестник машиностроения*, 2001, № 12, с. 21–24.

Статья поступила в редакцию 18.10.2019

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Букеткин Б.В., Семенов-Ежов И.Е., Шишов А.А. Релаксация напряжений в болтовых соединениях с радиальным натягом. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2019, вып. 10. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2019-10-1928>

Букеткин Борис Васильевич — старший преподаватель кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов — экспериментальное исследование материалов и конструкций. Автор 30 научных работ.
e-mail: buketkin-boris@yandex.ru

Семенов-Ежов Игорь Евгеньевич — канд. техн. наук, доцент кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов — экспериментальные методы исследования напряженно-деформированного состояния. Автор более 100 научных статей. e-mail: semenovezhov@mail.ru

Шишов Анатолий Артемович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов — расчеты в пределах и за пределами упругости. Автор более 100 научных работ.
e-mail: chirchovaa@mail.ru

Stress relaxation in radial interference-fit bolted-type connections

© B.V. Buketkin, I.E. Semenov-Ezhov, A.A. Shirshov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

In modern airplanes design, radial interference-fit bolted-type connections are widely used as an effective means of increasing life of an airframe. Due to the assembly in the vicinity of the hole of the connected elements, i.e. package, of aluminum alloys, a stress field is formed, stresses exceeding the yield strength of the material. For such materials, at stresses close to the yield strength even at a temperature of 20 ± 3 °C, creep strains arise, which after a few hundred hours reach values that commensurate with elastic strains. As a result of this, a noticeable decrease in stresses in the connection occurs. Within the research, we studied the effect of the creep process on the redistribution of stresses in the aluminum alloy package after a steel bolt was pressed into it. We used one of the technical creep theories — flow theory. A single-row bolted-type connection with various values of the nominal radial interference was considered. The calculations were performed numerically by the finite element method using the ANSYS Academic application package. Graphs of changes in the main stresses over time (up to 2400 hours), as well as the dependences of equivalent stresses and contact pressure on the nominal interference (up to 1.2%) are given.

Keywords: bolted-type connection, package, radial interference, stress relaxation, contact pressure

REFERENCES

- [1] Mann J.Y., Machin A.S., Lupson W.F., Pell R.A. The use of interference-fit bolts or bushes and hole cold expansion for increasing the fatigue life of thick-section aluminium alloy bolted joints. *Aeronautical Research Labs Melbourne (Australia)*, 1983, no. Arl/Structures Note-490.
- [2] Buhr K., Haydn W., Bacher-Hoechst M., Wuttre U., Berger Ch. Finite-element-based methods for the fatigue design of bolts and bolted joints. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, 2009, vol. 2, no. 1, pp. 75–84.
- [3] Cemenov-Ezhov I.E., Shirshov A.A. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie — Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2015, no. 7, pp. 29–33.
- [4] Rabotnov Yu.N. *Polzuchest elementov konstruksii* [Creep of structural elements]. 2nd ed., reprint. Moscow, Nauka Publ., 2014, 752 p.
- [5] Cemenov-Ezhov I.E., Shirshov A.A. *Tpudy MVTU. No. 332. Dinamika i prochnost mashin* [BMHTS Proceedings. Dynamics and machine performance]. Moscow, BMSTU Publ., 1980, pp. 138–145.
- [6] Bouzid A., Chaaban A. An accurate method of evaluating relaxation in bolted flanged connections. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 1997, vol. 119, no. 1, pp. 10–17.
- [7] Nechache A., Bouzid A. H. Creep analysis of bolted flange joints. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2007, vol. 84, no. 3, pp. 185–194.

- [8] Bouzid A.H., Nechache A. Creep modeling in bolted flange joints. In: *ASME/JSME 2004 Pressure Vessels and Piping Conference*. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2008, pp. 49–56.
- [9] Chen Y., Xu Y.Y., Huang L.Y., Xu Y.H., Guan K. Creep behavior of metal-to-metal contact bolted flanged joint. *Procedia Engineering*, 2015, vol. 130, pp. 214–220.
- [10] Yang J., DeWolf J.T. Mathematical model for relaxation in high-strength bolted connections. *Journal of Structural Engineering*, 1999, vol. 125, no. 8, pp. 803–809.
- [11] Gaffanov R.F. *Intellectualnye sistemy v proizvodstve. Nauchno-prakticheskiy zhurnal — Intelligent Systems in Manufacturing*, 2008, no. 2 (12), pp. 148–153.
- [12] Morozov A.V., Fedotov G.D., Abramov A.E. *Vestnik Ulyanovskoy gosudarstvennoy selskokhozyaystvennoy akademii — Vestnik of Ulyanovsk State Agricultural Academy*, 2014, no. 3 (27), pp. 125–133.
- [13] Bulanov V.B., Buketkin B.V., Semenov-Ezhov I.E., Shirshov A.A. *Zavodskaya laboratoriya. Diagnostika materialov — Industrial Laboratory. Diagnostics of Materials*, 2014, vol. 80, no. 6, pp. 59–62.
- [14] Chigarev A.V., Kravchuk A.S., Smalyuk A.F. *ANSYS dlya inzhenerov [ANSYS for engineers]*. Moscow, Mashinostroenie-1 Publ., 2004, 524 p.
- [15] *ANSYS Academic Research, Release 17.0, Help System*. Mechanical ADPI Guide, ANSYS, Inc.
- [16] Dunaev V.V., Semenov-Ezhov I.E., Shirshov A.A. *Vestnik mashinostroeniya — Russian Engineering Research*, 2001, no. 12, pp. 21–24.

Buketkin B.V., Assist. Professor, Department of Applied Mathematics, Bauman Moscow State Technical University. Author of over 30 scientific publications. Research interests: experimental study of materials and structures.
e-mail: buketkin-boris@yandex.ru

Semenov-Ezhov I.E., Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Applied Mathematics, Bauman Moscow State Technical University. Author of over 100 scientific publications. Research interests: experimental methods.
e-mail: semenovezhov@mail.ru

Shirshov A.A., Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Applied Mathematics, Bauman Moscow State Technical University. Author of over 100 scientific publications. Research interests: calculations within and outside elasticity.
e-mail: chirchovaa@mail.ru