

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ДИСКА ТУРБИНЫ ПРОЕКТИРУЕМОЙ МИКРОГАЗОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ

В.А. Цитцер, А.О. Чернявский

Проектируемая в ЮУрГУ микротурбинная установка использует радиальную газовую турбину для вращения электрического генератора. Разрабатываемая турбина имеет малые габариты (диаметр колеса турбины 150 мм), высокие обороты (65 000 об/мин на номинальном режиме) и должна надежно работать в течение длительного времени (60 000 ч). Эксплуатация турбины включает как длительные этапы стационарной работы, так и многочисленные переходные режимы при запуске, останове, изменении мощности в связи с изменением нагрузки на генератор. Обеспечение прочности в этих условиях требует анализа длительной прочности и циклической долговечности.

Оценка длительной прочности выполнена с учетом перераспределения напряжений на стационарном режиме за счет ползучести. Предположение о том, что деформаций ползучести достаточно для необходимого перераспределения напряжений, позволяет использовать статический подход теории предельного равновесия, что в рамках МКЭ соответствует расчету с использованием идеально упругопластической схематизации материала с предельным напряжением, соответствующим пределу длительной прочности. В статье приведены результаты анализа имеющихся исходных данных и выполненных расчетов. Показано, что один из предложенных вариантов конструкции позволяет обеспечить требуемое значение коэффициента запаса. Расчеты позволяют также оценить возможные механизмы разрушения конструкции для последующего анализа безопасности в аварийных ситуациях.

Выполнены также предварительные оценки напряжений на нестационарных режимах. Показано, что инерционные силы при быстром пуске турбины не лимитируют ее прочность. Однако тепловые напряжения при гипотетическом мгновенном увеличении расхода топлива до полного ограничивают допускаемую долговечность 200 циклами «пуск-останов», что свидетельствует о необходимости выработки смягченного регламента пуска.

Ключевые слова: микрогазотурбинная установка, колесо турбины, длительная прочность, циклическая долговечность.

Проектируемая микрогазотурбинная установка предназначена для выработки электрического тока промышленной частоты, выходная электрическая мощность – 100 кВт. Преобразование химической энергии топлива (природного газа) в механическую энергию вращения вала генератора осуществляется радиальной турбиной. Проектные параметры работы турбины [1]: номинальные обороты 65 000 об/мин, ресурс 60 000 ч, температура газа на входе в турбину 900 °С, на выходе – 600 °С.

Прочность диска турбины лимитируется рядом предельных состояний, связанных с напряжениями, возникающими как на стационарном, так и на переходных режимах. В настоящей работе анализируются длительная прочность на стационарном режиме и ограничения на циклическую долговечность (число пусков), связанные с переменными напряжениями на режиме пуска. Вопросы взаимодействия ползучести на стационарном режиме и быстрого циклического деформирования на нестационарных режимах (включая изменения мощности), циклической долговечности в связи с вибрациями, безопасности при гипотетических авариях (отрыв лопатки, разрушение вала) будут рассмотрены позднее.

Окружная скорость края диска на стационарном режиме составляет 510 м/с, что соответствует появлению достаточно высоких напряжений: для диска постоянной толщины упругие напряжения составили бы (по формулам, приведенным в [2]) 850 МПа. Ползучесть материала приводит к перераспределению и некоторому снижению напряжений. Если ползучесть достаточно выражена для полного перераспределения напряжений, то заданным оборотам соответствуют напряжения 686 МПа (предельное равновесие, см., например, [3]). Для обеспечения требуемого запаса по разрушающим оборотам $n_{\omega} = 1,3$ для диска постоянной толщины понадобился бы материал с пределом длительной прочности $\sigma_{дл} = 1160$ МПа.

Расчет и конструирование

На рис. 1 показаны характеристики длительной прочности некоторых применяемых в настоящее время турбинных сплавов [4]. По горизонтальной оси отложен безразмерный параметр

$$f = (T + 273)(20 + \lg(t)),$$

где T – температура, °С; t – время, ч. Рабочему диапазону параметров установки, т. е. длительности эксплуатации $t = 60\,000$ ч и температуре газа на турбине T от 600 до 900 °С, соответствуют значения параметра f от 21 000 до 29 000. Из рис. 1 видно, что длительная прочность существующих материалов в этих условиях значительно ниже указанных выше напряжений в диске постоянной толщины, и обеспечение прочности диска турбины требует создания диска соответствующей геометрии.

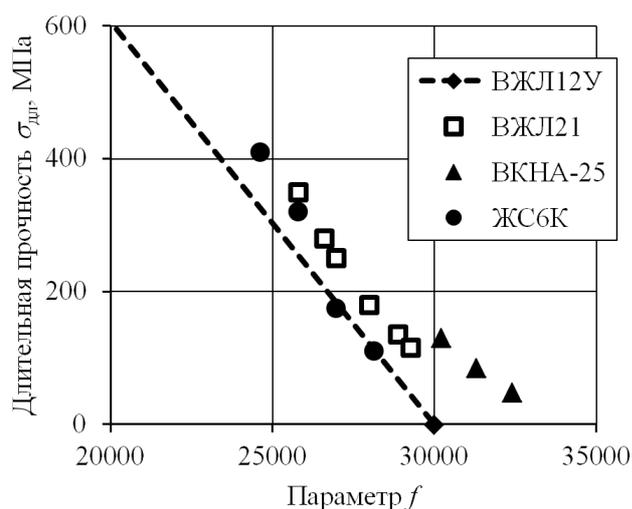


Рис. 1. Зависимость длительной прочности никелевых сплавов от безразмерного параметра f

После ряда проб, не обеспечивавших требуемую прочность, конструкторами был предложен диск с облегченной периферийной частью (рис. 2). Расчетное поле температур для такого диска показано на рис. 3. При расчетах использовались следующие исходные данные: теплообмен с окружающей средой – только конвективный; лопатки и прилегающая к ним поверхность диска омываются продуктами сгорания, температура которых линейно меняется по радиусу от 900 °С на наружном радиусе диска до 600 °С на внутреннем (наименьшем радиусе лопаток); коэффициент теплоотдачи на поверхностях лопаток и прилегающей к ним поверхности диска – 170 Вт/м²К; тыльная поверхность омывается охлаждающим воздухом с температурой 250 °С, коэффициент теплоотдачи 500 Вт/м²К.

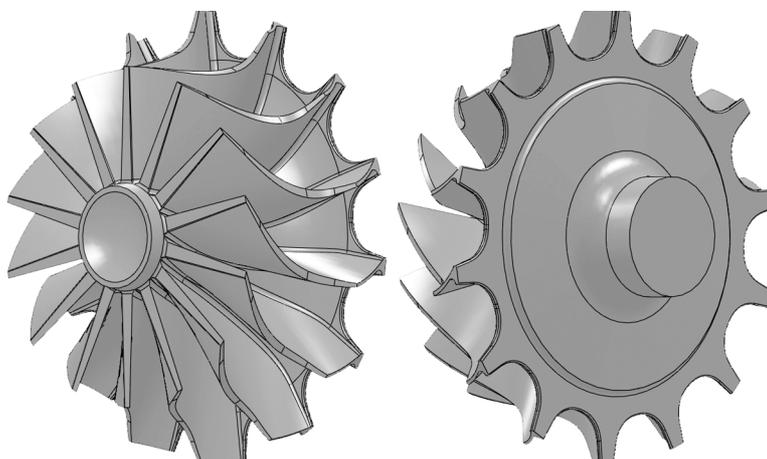


Рис. 2. Варианты конструкции диска турбины

Оценка прочности выполнялась путем вычисления коэффициента запаса по предельным оборотам. Для этого конструкция описывалась конечно-элементной моделью, в которой диаграмма деформирования материала схематизировалась диаграммой идеально упруго-пластического материала (диаграммой Прандтля) с «пределом текучести», равным пределу длительной прочности материала при соответствующей температуре и плановой длительности работы (60 000 ч). Для конечно-элементного моделирования применялся пакет ANSYS. Рассматривались только центробежные нагрузки, напряжения от перепада температур не учитывались. Обороты увеличивались ступенями до значения, при котором скорость увеличения деформаций с оборотами становилась столь высокой, что пакет ANSYS оказывался не способен найти сходящееся

решение задачи. Легко видеть, что такой подход соответствует статическому подходу теории предельного равновесия [3] и дает нижнюю оценку предельной нагрузки (с ошибкой в запас прочности).

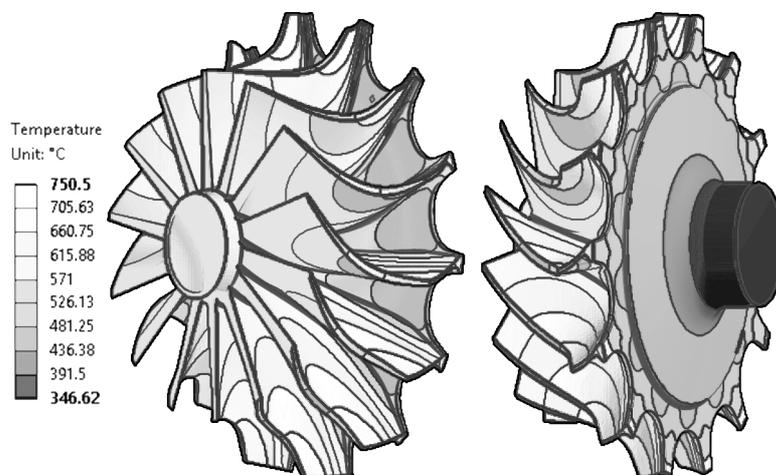


Рис. 3. Расчетные значения температур

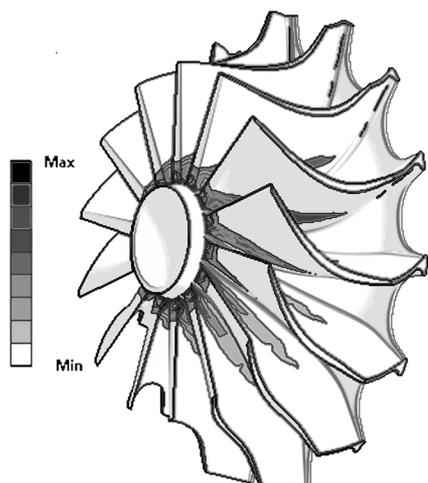


Рис. 4. Распределение скоростей деформаций ползучести в предельном состоянии

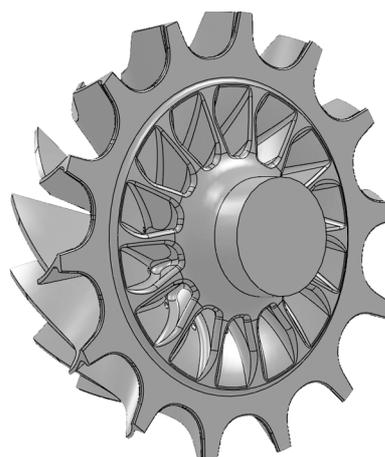


Рис. 5. Измененная геометрия тыльной поверхности колеса

Распределение скоростей деформаций в момент, предшествующий потере сходимости решения (т. е. при принятых допущениях – в состоянии предельного равновесия), показано на рис. 4. В соответствии с теорией предельного равновесия, это распределение определяется лишь с точностью до множителя, поэтому рис. 4 позволяет судить лишь о механизме разрушения, а не о величинах, накопленных к моменту разрушения перемещений. При использовании материала ВЖЛ21 (см. рис. 1) увеличение неупругих деформаций с оборотами становится быстрым (не позволяющим найти сходящееся решение) при оборотах $1,24 \cdot 65\,000$ об/мин (коэффициент запаса по разрушающим оборотам $n_{\omega} = 1,24$). При этом наибольшие неупругие деформации возникают в корневых сечениях лопаток на малом радиусе (рис. 4), т. е. прогнозируемый расчетом механизм разрушения (при выходе за рабочие параметры и достижении предельного состояния) – отрыв лопаток.

Для достижения требуемого коэффициента запаса по разрушающим оборотам $n_{\omega} = 1,3$ конструкторами было предложено изменить геометрию колеса турбины, сделав выборки на тыльной части – рис. 5 (геометрия проточной части без изменений). Достижимое при этом снижение массы колеса практически не сказывается на коэффициенте запаса, поскольку убираемая масса расположена вблизи оси вращения и дает относительно малый вклад в центробежные силы. Более важно то, что такое изменение геометрии меняет температурные поля, обеспечивая лучшее

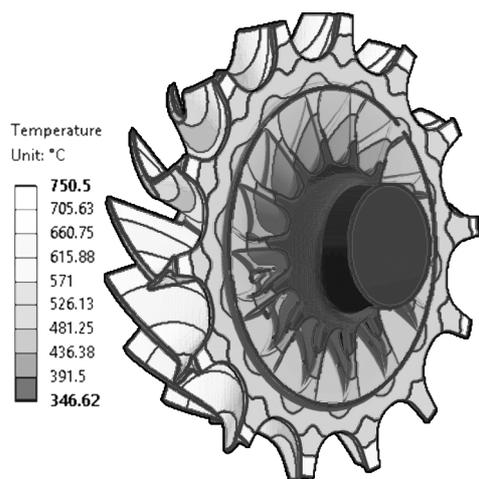


Рис. 6. Температуры в диске с измененной геометрией

охлаждение центральной, т. е. наиболее нагруженной части диска и повышение за счет этого предела длительной прочности в этой зоне. Анализ чувствительности показал, что равномерное по объему диска снижение температуры на 50 °С повышает свойства материала так, что в рассматриваемом диапазоне условий коэффициент запаса увеличивается на $\Delta n_{\omega} = 0,12$. Температурное поле, рассчитанное при тех же параметрах теплообмена со средой, что и для предыдущего варианта диска, показано на рис. 6; видно увеличение «холодной» области (на рисунке выделенной темным цветом) по сравнению с показанной на рис. 3. Изменение температур и повышение длительной прочности (в соответствии с графиком рис. 1) позволило достичь требуемого коэффициента запаса.

Достижение требуемого коэффициента запаса оказалось возможным за счет повышения свойств материала в наиболее нагруженной зоне и, таким образом, более равномерного распределения отношения нагруженности к прочности по объему конструкции. Это привело к изменениям в предсказываемом расчетом характере возможного разрушения – рис. 7. В предельном состоянии скорости неупругих деформаций, возникающих в лопатках и в «ребрах» на тыльной поверхности, близки, что означает возможность отрыва достаточно больших фрагментов. С учетом условий эксплуатации (возможность нахождения людей в плоскости вращения) это требует оценки безопасности – возможности удержания оторвавшихся фрагментов окружающими деталями установки или специально предусмотренным страховочным поясом.

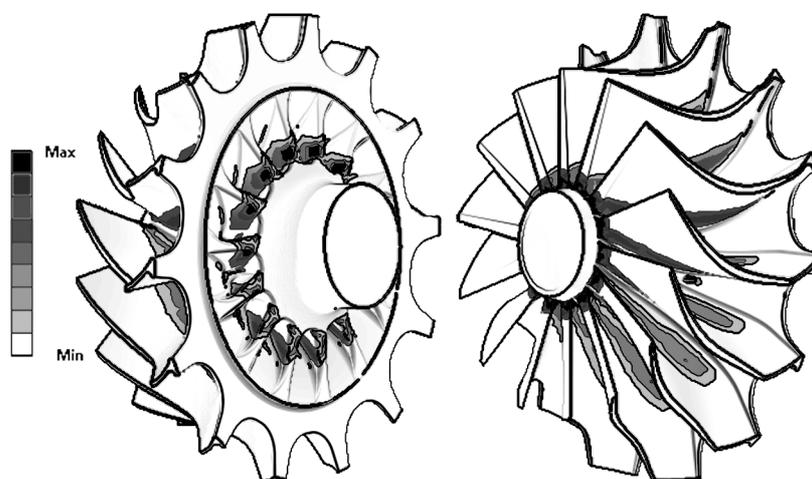


Рис. 7. Распределение скоростей деформаций ползучести в предельном состоянии в диске с измененной геометрией

Высокие рабочие обороты турбины требуют применения специальных подшипников. На настоящий момент как основной вариант рассматриваются газодинамические лепестковые подшипники, способные работать длительное время на оборотах 60 000 об/мин и не требующие системы смазки. Однако эти подшипники чувствительны к процедуре пуска – требуют быстрого разгона вала до частоты, при которой он «всплывает» на слое воздуха в подшипнике. В рассматриваемой конструкции это приводит к требованию разгона до 3000 об/мин всего за 3 оборота вала, что может сопровождаться достаточно большими динамическими напряжениями. Для оценки уровня и места возникновения наибольших напряжений был выполнен расчет нестационарного процесса – раскрутки турбины постоянным крутящим моментом. Прикидочные расчеты, учитывающие известный момент инерции спроектированного колеса турбины (а также колеса ком-

прессора, вала и магнитной системы генератора), показали, что для раскрутки турбины с заданным темпом (3000 об/мин за 3 оборота) достаточно средней мощности стартера около 10 кВт, что вполне может быть обеспечено проектируемой электрической системой установки. При этом наибольшие напряжения возникают в тонких местах («шейках») вала, соединяющего турбину с компрессором и генератором; уровень этих напряжений – около 30 МПа – не лимитирует циклическую долговечность конструкции. Напряжения в лопатках, включая области примыкания лопатки к диску, меньше, чем напряжения в наиболее нагруженных точках вала.

Более существенными оказались тепловые напряжения на режиме пуска. Для оценки значимости этого фактора был выполнен предварительный расчет в предположении, что газ на выходе из камеры сгорания скачком меняет температуру с 20 до 900 °С (т. е. до температуры номинального режима). Расчет проводился в

нестационарной постановке при тех же коэффициентах теплоотдачи, которые были использованы в расчете стационарного состояния. Места возникновения максимальных тепловых напряжений показаны на рис. 8 стрелками. Напряжения достигают максимальных значений (при принятых в расчете коэффициентах теплоотдачи) через 10–12 с после скачкообразного изменения температуры газа, в дальнейшем – по мере прогрева – они снижаются. Величины условных упругих (т. е. рассчитанных без учета пластичности материала) напряжений достигают 1400 МПа. Усталостные характеристики для рассматриваемого сплава ВЖЛ21 в доступной литературе отсутствуют, поэтому в качестве ориентира были рассмотрены характеристики близкого по составу и свойствам сплава ЖС6К [5]. Если принять рекомендуемые Нормами [6] коэффициенты запаса по напряжениям $n_\sigma = 2$ и числу циклов $n_N = 10$, то вычисленному размаху упругих напряжений будет соответствовать допустимое число циклов на уровне 200, что, конечно, недопустимо мало для проектируемой высокоресурсной установки. Это означает, что должен быть выработан регламент пуска, обеспечивающий постепенный прогрев, и расчетные оценки циклической долговечности должны быть повторены для этого выработанного регламента.

Выводы:

1. Для диска исполнения 1 из материала ВЖЛ21 при принятых условиях теплообмена коэффициент запаса по разрушающим оборотам составляет $n_w = 1,24$, для диска исполнения 2 он достигает требуемого значения $n_w = 1,3$.

2. Снижение температуры диска на 50 °С обеспечивает увеличение n_w на 0,12 (ориентировочно, в рассматриваемом диапазоне условий).

3. Использование МГТУ при произвольном положении обслуживающего персонала требует проверки безопасности в смысле возможности конструкций МГТУ удерживать осколки при гипотетической аварии – разрыве диска турбины.

4. Инерционные силы, возникающие при быстрой (по условиям эксплуатации газодинамических подшипников) раскрутке турбины, не лимитируют ее прочность и долговечность. Тепловые напряжения при «мгновенном» переключении подачи топлива с нулевой на полную ограничивают допустимое число циклов «пуск-останов» значением 200; необходима разработка регламента пуска с постепенным прогревом.

Работа выполнялась при финансовой поддержке Минобрнауки РФ в рамках проекта «Создание производства модельного ряда микротурбинных энергоустановок нового поколения» по договору № 02.G25.31.0078 от 23.05.2013 г.

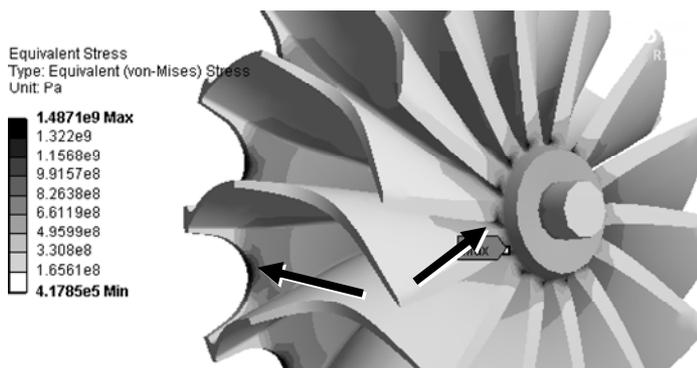


Рис. 8. Тепловые напряжения при пуске (стрелками отмечены места появления максимумов)

Литература

1. Дегтярь, Б.Г. Исследование режимов работы энергетической микрогазотурбинной установки / Б.Г. Дегтярь, А.Л. Карташев, А.А. Мартынов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2013. – Т. 13, № 2. – С. 132–135.
2. Бояришинов, С.В. Основы строительной механики машин / С.В. Бояришинов. – М.: Машиностроение, 1973. – 456 с.
3. Чернявский, О.Ф. Расчет на прочность деталей ГТУ с использованием теории приспособляемости / О.Ф. Чернявский, Л.Б. Гецов // Труды научно-производственного объединения по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова. – 2009. – № 296. – С. 253–260.
4. Жаропрочные никелевые сплавы низкой плотности / Н.В. Петрушин, О.Г. Оспенникова, Е.М. Висик и др. // Литейное производство. – 2012. – № 6. – С. 5–11.
5. Механические свойства сталей и сплавов при нестационарном нагружении: справ. / Д.А. Гохфельд, Л.Б. Гецов, К.М. Кононов и др. – Екатеринбург: УрО РАН, 1996. – 408 с.
6. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок ПНАЭ Г-7-002-86. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 526 с.

Цитцер Владимир Александрович. Магистрант кафедры прикладной механики, динамики и прочности машин, Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), zitzer8@gmail.com.

Чернявский Александр Олегович. Доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой прикладной механики, динамики и прочности машин, Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), cherniavskii@susu.ac.ru.

Поступила в редакцию 31 октября 2014 г.

**Bulletin of the South Ural State University
Series “Mechanical Engineering Industry”
2014, vol. 14, no. 4, pp. 23–29**

STRENGTH ESTIMATION FOR DISK OF PROJECTED MICROTUBINE

*V.A. Tsittser, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, zitzer8@gmail.com,
A.O. Chernyavsky, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, a.o.cher@mail.ru*

Microturbine unit designed in SUSU uses radial gas turbine for driving electrical generator. The turbine is small size (turbine wheel diameter 150 mm), high speed (65,000 rpm for rated operation), and should have reliably long lifetime (60,000 hours). Operation of the turbine includes both long stationary periods and numerous transients on startup, shutdown, power changes due to changes in the load on the electric generator. Strength ensuring at such conditions requires an analysis of long-time durability and cycle life.

Long-term strength assessment was made taking into account the redistribution of stresses on stationary regime due to creep. The assumption that the creep strain is sufficient for the desired stresses redistribution allows usage of the limit equilibrium theory static approach that within the FEM corresponds to calculation with ideal elastic-plastic schematization material where ultimate stress corresponds to the limit long-term strength. The paper contains available input data analysis and results of the calculations. It is shown that one of the proposed wheel design provides the required safety factor value. The calculations allow also to evaluate the possible fracture mechanisms for subsequent safety analysis at emergency situations.

Preliminary evaluation of stresses on transient conditions is also performed. It is shown that the inertial forces at rapid turbine start-up does not limit the turbine strength. However thermal stresses in hypothetical case of instantaneous fuel supply change from zero up to full

one limit allowed durability by 200 “start-stop” cycles only, which indicates the need for a relaxed start regime.

Keywords: mikroturbine unit, turbine wheel, long-term strength, cyclic durability.

References

1. Degtyar B.G., Kartashev A.L., Martynov A.A. Research of operating regime of power micro gas turbine installation. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2013, vol. 13, no. 2, pp. 132–135. (in Russ.)
2. Boyarshinov S.V. *Osnovy stroitel'noy mekhaniki mashin* [Fundamentals of the Structural Mechanics of Machines]. Moscow, Engineering, 1973. 456 p.
3. Cherniavsky O.F., Getsov L.B. [Strength Calculation for GTU Members Using Shakedown Theory]. *Trudy nauchno-proizvodstvennogo ob"edineniya po issledovaniyu i proektirovaniyu energeticheskogo oborudovaniya im. I.I. Polzunova* [Proceedings of Scientific Production Association for Research and Design in Power Equipment named after I.I. Polzunov], 2009, № 296, pp. 253–260. (in Russ.)
4. Petrushin N.V., Ospennikova O.G., Visik E.M., Rassokhina L.I., Timofeyeva O.B. [High-Temperature Nickel Alloys of Low Density]. *Liteinoye proizvodstvo* [Foundry], 2012, № 6, pp. 5–11. (in Russ.)
5. Gohfeld D.A., Getsov L.B., Kononov K.M. *Mekhanicheskie svoystva staley i splavov pri nestatsionarnom nagruzhении: spravochnik* [Mechanical Properties of Steels and Alloys under Unsteady Loading: Handbook]. Yekaterinburg: Ural Branch of RAS, 1996. 408 p.
6. *Normy rascheta na prochnost' oborudovaniya i truboprovodov atomnykh energeticheskikh ustanovok PNAE G-7-002-86* [Strength code for equipment and pipelines of nuclear power plants PNAE G-7-002-86]. Moscow, Energoatomizdat, 1989. 526 p.

Received 31 October 2014