

УДК 621.4

ПОЛЗУЧЕСТЬ И ДЛИТЕЛЬНАЯ ПРОЧНОСТЬ ДИСКА ТУРБИНЫ МИКРО-ГТД

А. О. ЧЕРНЯВСКИЙ

a.o.cher@mail.ru

ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (НИУ)

Поступила в редакцию 16 мая 2015 г.

Аннотация. На примере микрогазотурбинной установки, проектируемой в качестве вспомогательного источника электрической энергии, рассматривается одно из предельных состояний, связанное с достижением предела длительной прочности. Показано, что использование справочных данных о ползучести не позволяет надежно описывать перераспределение напряжений по объему диска турбины при длительной эксплуатации, а использование только данных о длительной прочности не дает оценки накопленных перемещений. Предложен способ расчета, учитывающий как стационарную ползучесть, так и 3-ю фазу ползучести.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель; ползучесть; длительная прочность; накопление деформаций.

ВВЕДЕНИЕ

Микрогазотурбинные установки, используемые в качестве источника электрической энергии в местах, где централизованное электроснабжение отсутствует, либо требуется повышенная надежность (резервирование), разрабатываются и выпускаются рядом фирм – Capstone Turbine Corporation и Calnetix Technologies в США, TURBEC S.p.A. в Швеции, Bladon Jets Ltd в Великобритании, Micro Turbine Technology B.V. в Нидерландах и др [1, 2]. В России разработкой линейки таких установок с электрической мощностью от 10 до 100 кВт занимаются Южно-Уральский государственный университет совместно с СКБ «Турбина» (г. Челябинск) при грантовой поддержке Минобрнауки РФ [3].

Проектные параметры разрабатываемого для установки двигателя достаточно высоки: номинальная частота вращения на стационарном режиме 65000 об/мин (что при диаметре колеса турбины 150 мм соответствует окружной скорости наружного края диска 555 м/с), плановый ресурс 60000 часов, температура газа на входе в турбину 900° С. В этих условиях расчеты на прочность обязательно должны включать

учет ползучести и длительной прочности – наряду, естественно, с учетом циклической долговечности, связанной с нестационарными режимами, и оценками критических частот, не рассматриваемыми здесь.

ОПИСАНИЕ ПОЛЗУЧЕСТИ

Экспериментально найденные кривые ползучести в справочной литературе описываются чаще всего только параметрами установившейся ползучести – см., например, [4]. Параметры этих описаний не всегда дают устойчивые и непротиворечивые предсказания накопленных деформаций. Так например, для хорошо изученного сплава ЖС6К накопленная деформация ползучести, рассчитанная по формулам и параметрам работы [4], составляет: при температуре 900°С, времени 10 часов и напряжениях, равных пределу длительной прочности σ_{10}^{900} , около 10 % (что, видимо, неверно, так как пластичность на кратковременном режиме при этой же температуре всего 2...2,5 %), при времени 10000 часов – 0,01 %. Причина такого поведения очевидна – возможности эксперимента ограничены временем и количеством образцов, однако ясность причины не исправляет ситуации: расчеты накопления деформаций ползучести, даже при использовании самых современных численных методов, могут давать не вполне адекватные результаты.

Данные по длительной прочности менее противоречивы. Использование известного под-

Работа выполнена 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.

хода Ларсена–Миллера позволяет получить достаточно гладкую зависимость предела длительной прочности от длительности и температуры [4, 5 и др.].

Численный анализ поведения дисков может быть выполнен двумя разными способами: путем расчета кинетики накопления деформаций ползучести и путем определения предельных оборотов, при которых перемещения, накопленные за заданный промежуток времени, начинают быстро возрастать. Этот второй путь представляет собой упруго-пластический расчет, в котором материал, в соответствии с предложением И. А. Биргера и Ю. Н. Работнова, рассматривается как идеально пластический с «пределом текучести», равным пределу длительной прочности. Первый подход дает оценку накопленных деформаций, но не способен полностью описать перераспределение напряжений перед разрушением за счет неупругих деформаций – напряжения с течением времени стабилизируются, но это «стабильное» распределение напряжений не является равномерным и, таким образом, не соответствует предельному состоянию. Второй подход описывает перераспределение и выравнивание напряжений и, таким образом, позволяет получать оценки предельных нагрузок и вычислять коэффициент запаса по разрушающим оборотам (см., например, [6]). Однако используемая теория предельного равновесия позволяет получить решение для перемещений лишь с точностью до постоянного множителя, т. е. абсолютные величины перемещений не определяются. В то же время для газотурбинных установок, КПД которых существенно зависит от зазоров между ротором и статором, оценка накопленных перемещений является важной.

Рассмотренные выше описания свойств материала: установившаяся ползучесть и мгновенная «пластичность», заменяющая достижение предела длительной прочности, – соответствуют линиям 2 и 3 на рис. 1. Описание 3-й фазы ползучести в виде зависимости деформации (или скорости деформации) от времени обычно не используется: этому препятствует как недостаток данных, так и определенные проблемы при численной реализации. Модели ползучести в популярных пакетах программ, реализующих метод конечных элементов, ограничиваются 1-й и 2-й фазами ползучести.

Для того чтобы совместить возможность расчета перемещений в условиях ползучести с возможностью учета перераспределения напряжений на 3-й фазе ползучести, предлагается использовать аппроксимацию, показанную на

рис. 1 линией 4, отличающейся от линии 2 наличием вертикального участка. Этот участок в расчетах кинетики может быть описан пластичностью, «подключаемой» к описанию материала после достижения определенной деформации. Обычные модели пластичности – с поверхностью текучести в пространстве напряжений – в этом случае неприменимы, поэтому для реализации такого подхода был написан специальный макрос на языке APDL пакета ANSYS.

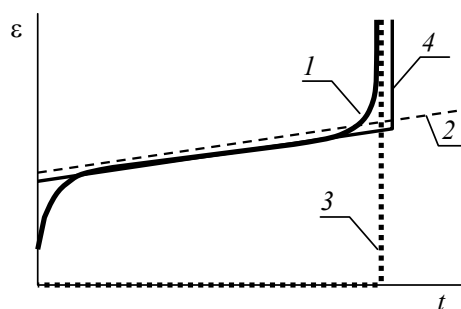


Рис. 1. Кривая ползучести (линия 1) и варианты описаний (линии 2–4)

Применение описанной процедуры иллюстрирует рис. 2 и 3. В качестве методического примера рассматривался диск постоянной толщины без центрального отверстия и лопаток, нагруженный только центробежными силами (температура по радиусу диска постоянна). Установившаяся ползучесть материала описывалась законом Нортона

$$\varepsilon_c = At\sigma^n \exp(-B/T),$$

где ε_c – накопленная деформация ползучести; t – время; σ – напряжения; T – температура ($T = \text{const}$); A , B , n – константы. Напряжения выражены в долях $\sigma_0 = (3+\mu)\rho\omega^2 R^2/8$ (R – радиус диска, ω – угловая скорость, ρ и μ – плотность и коэффициент Пуассона материала диска). Очевидно, что результаты, с точностью до постоянного множителя при времени, не зависят от A , B , T ; величина n принималась равной 4. На этапе I (рис. 2) происходит перераспределение упругих напряжений за счет ползучести, на этапе II напряжения практически перестают меняться (деформации ползучести больше упругих и определяют напряженное состояние), на этапе III перераспределение напряжений происходит за счет 3-й фазы ползучести, описываемой на рис. 1 вертикальным участком кривой 4. Пунктирные линии иллюстрируют решение при использовании описания 2 на рис. 1. На рис. 3 приведены распределения напряжений по радиусу диска для нескольких моментов времени: 1 – упругое решение в начальный момент времени, 2 – в моменты времени этапа II на рис. 2

(кривая 2 соответствует $n = 4$, $2a - n = 8$), 3 – выравнивание напряжений и достижение состояния предельного равновесия.

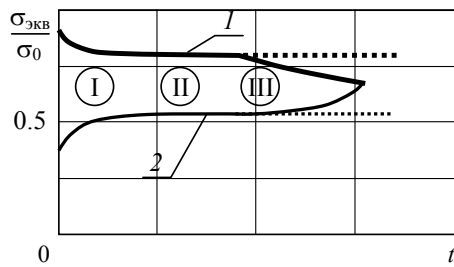


Рис. 2. Зависимость напряжений в центре диска (1) и на периферии (2) от времени

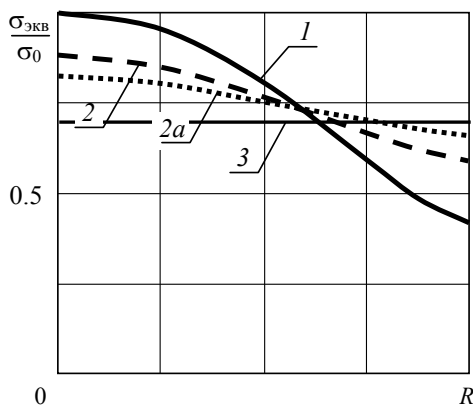


Рис. 3. Распределение напряжений по радиусу диска (пояснения в тексте)

РАСЧЕТ ДИСКА МИКРО-ГТД

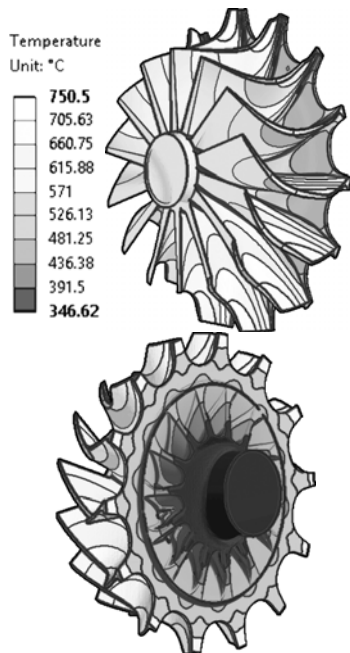


Рис. 4. Геометрия диска и поле температур

Разработанная процедура была применена для расчета диска турбины проектируемой микрогазотурбинной установки. Геометрия диска и

расчетное распределение температуры показано на рис. 4.

Выборки на периферии полотно диска между лопатками и выборки на тыльной поверхности диска (противоположной лопаткам) предложены после ряда пробных расчетов, показавших, что без этого не удастся обеспечить требуемый коэффициент запаса по разрушающим оборотам $n_{\omega} = 1,3$. Выборки на периферии диска снижают центробежные нагрузки (масса, наиболее удаленная от оси вращения), а выборки на тыльной поверхности улучшают охлаждение диска воздухом, поступающим от компрессора. Выборки могут снизить КПД установки вследствие увеличения потерь на сопротивление, поэтому такое решение является вынужденным.

В качестве материала диска выбран никелевый сплав ВЖЛ21 [5]. Данные о длительной прочности этого сплава и некоторых аналогов приведены на рис. 5. По горизонтальной оси отложен параметр

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

где T – абсолютная температура, К; t – время, час. Данные о скоростях ползучести в [5] не приведены, поэтому при расчетах использовались данные о ползучести сплава ЖС6К [4] с (относительно небольшим) масштабированием по напряжениям, соответствующим отношению пределов длительной прочности этих сплавов (рис. 5).

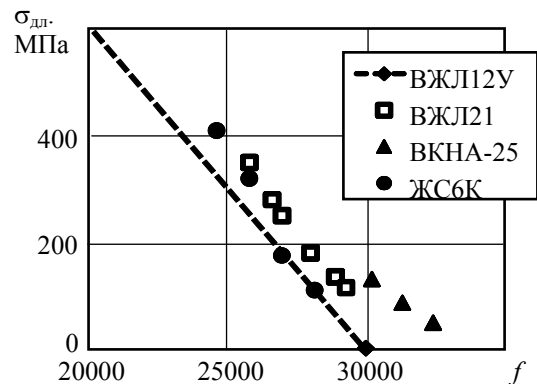


Рис. 5. Длительная прочность некоторых жаропрочных сплавов по данным [4, 7]

Расчеты выполнялись для стационарного режима; нестационарные режимы, приводящие к циклическому неупругому деформированию и малоциклового усталости, возможно – к одностороннему накоплению деформаций (за счет чередования пластического деформирования и ползучести – см. [6, 7]), будут описаны отдельно. Расчет проводился до времени, равного плановому ресурсу (60 тыс. час.), при температу-

рах, рассчитанных для стационарного режима (рис. 4), и оборотах, в $n_{\omega} = 1,3$ раза превышающих рабочие (т.е. 84 500 об/мин вместо 65 000 об/мин). Заметим еще, что при расчете рассматриваемой конструкции время вычислений может быть значительно снижено за счет использования циклической симметрии, однако вырезание единичного сектора и создание КЭ-сетки наталкивается на некоторые технические трудности, замедляющие работу.

Результаты расчета показаны на рис. 6–7. В начальный момент времени наиболее нагруженными являются корневые сечения лопаток (рис. 6, более темная закраска соответствует большим напряжениям).

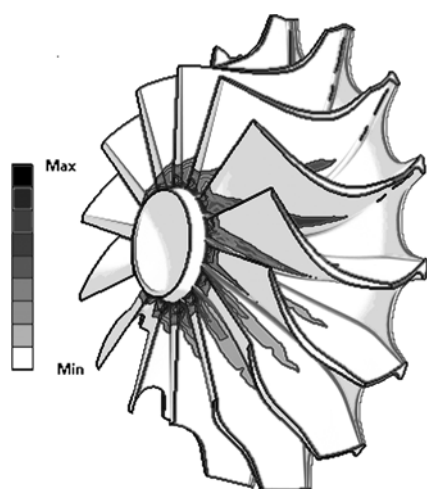


Рис. 6. Напряжения без учета перераспределения вследствие ползучести



Рис. 7. Распределение деформаций ползучести и перемещения перед разрушением (показано сечение диска)

Перераспределение напряжений приводит к тому, что в состоянии предельного равновесия максимальные деформации ползучести достигаются в других местах, показанных темным

цветом на рис. 7. Пунктирными линиями показан прогнозируемый расчетом механизм разрушения – отрыв достаточно больших фрагментов периферийной части диска, что говорит о необходимости анализа безопасности такой конструкции: возможности корпуса двигателя, окружающего его теплообменника-рекуператора и корпуса установки удерживать в случае разрушения эти фрагменты и предотвратить травмирование персонала и повреждение окружающего оборудования.

Стрелками на рис. 7 показаны направления перемещений в состоянии, непосредственно предшествующем предельному равновесию. Интересно отметить, что направления этих перемещений отличаются от таковых для диска без выборок: если для диска на рис. 7 перемещения направлены наружу-влево и угрожают, таким образом, выборкой зазоров между периферийной частью лопаток и корпусом, то для «традиционного» диска без выборок на тыльной поверхности перемещения направлены наружу-вправо, и угрожают выборкой зазоров между корпусом и тыльной поверхностью диска. Рассчитанная максимальная величина перемещения, соответствующая выравниванию напряжений и переходу в состояние предельного равновесия, равна 0,7 мм, что должно быть учтено при проектировании корпуса.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предлагаемая методика расчета, отличающаяся совместным использованием описания установившейся ползучести с помощью известных моделей и 3-й фазы ползучести (с помощью модели идеальной пластичности, «подключаемой» при достижении определенной деформации), позволяет оценивать как накопленные перемещения, так и механизм разрушения и предельную нагрузку. Выполненные по предложенной методике расчеты диска проектируемого микро-ГТД показали его достаточную прочность – в случае соответствия характеристик материала принятым в расчете.

В настоящее время Южно-Уральский государственный университет совместно с СКБ «Турбина» приступил к изготовлению и испытанию узлов установки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Soares C. *Gas Turbines: A Handbook of Air, Land and Sea Applications*. Butterworth-Heinemann Publ., 2014.
2. Benini E. (Ed.). *Progress in Gas Turbine Performance*. InTech Publ., 2013. DOI: 10.5772/2797.
3. Дегтярь Б. Г., Карташев А. Л., Мартынов А. А. Исследование режимов работы энергетической микрогазо-

турбинной установки // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. 2013. Т. 13, № 2. С. 132–135. [[В. G. Degtyar, A. L. Kartashev, A. A. Martynov, "Research of operating regime of power micro gas turbine installation," *Vestnik Yuzhno-Uralskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Seriya: Mashinostroenie*, Vol. 13, no. 2, pp. 132-135, 2013.]]

4. **Механические** свойства сталей и сплавов при нестационарном нагружении: справочник / Д. А. Гохфельд и др. Екатеринбург: УрО РАН, 1996. 408 с. [[D. A. Gokhfeld *et al.*, *Mechanical properties of steels and alloys under unsteady loading: handbook*. Ekaterinburg: UrO RAN, 1996.]]

5. **Жаропрочные** никелевые сплавы низкой плотности / Н. В. Петрушин, О. Г. Оспенникова, Е. М. Висик, Л. И. Рассохина, О. Б. Тимофеева // Литейное производство. 2012. № 6. С. 5–11. [[N. V. Petrushin, O. G. Ospennikova, E. M. Visik, L. I. Rassohina, O. B. Timofeeva, "High-temperature nickel alloys of low density," *Liteynoe proizvodstvo*, no. 6, pp. 5-11, 2012.]]

6. **Чернявский О. Ф., Гецов Л. Б.** Расчет на прочность деталей ГТУ с использованием теории приспособляемости // Труды научно-производственного объединения по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова. 2009. № 296. С. 253–260. [[O. F. Chernyavskiy, L. B. Getsov, "Strength calculation for GTU members using shakedown theory," in *Trudyi nauchno-proizvodstvennogo ob'edineniya po issledovaniyu i projektirovaniyu energeticheskogo oborudovaniya im. I. I. Polzunova*, no. 296, pp. 253-260, 2009.]]

7. **Чернявский О. Ф.** Прогрессирующее формоизменение дисков при теплосменах без механических нагрузок // Вестник Южно-Уральского государственного университета, серия «Математика. Механика. Физика». 2015. Т. 7, № 1. С. 42–47. [[O. F. Chernyavskiy, "Incremental collapse of disks subjected to alternating temperature without mechanical load," *Vestnik Yuzhno-Uralskogo gosudarstvennogo universiteta, seriya «Matematika. Mehanika. Fizika»*, vol. 7, no. 1, pp. 42-47, 2015.]]

ОБ АВТОРЕ

ЧЕРНЯВСКИЙ Александр Олегович, зав. каф. прикл. мех., динам. и прочн. машин. Дипл. инж.-мех.-иссл. (Челяб. п/техн. ин-т, 1986). Д-р техн. наук по динам., прочн. машин, приборов и аппаратуры (МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1998). Иссл. в обл. прочн. теплонапряженных конструкций.

METADATA

Title: Creep and long-term strength of micro-GTU turbine disk.

Authors: A. O. Cherniavsky

Affiliation:

South-Ural State University (SUSU), Russia.

Email: a.o.cher@mail.ru.

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU, vol. 19, no. 2 (68), pp. 41-45, 2015. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: Creep and long-term strength limits durability of micro gas turbine unit, designed as an auxiliary source of electrical energy. The papers shows that usage of usual creep reference data only does not allow to describe stress redistribution and long-term fracture, while usage of long-term strength data only does not allow to estimate accumulated displacements. A method, that takes into account both steady-state creep and tertiary creep, is offered.

Key words: gas-turbine unit; creep; long-term strength; strain accumulation.

About the author:

CHERNIAVSKY, Alexander Olegovich, head of Applied Mechanics, Dynamics and strength of machines dept. of South-Ural State University. Dipl. mechanical engineer (Chelyabinsk Polytechnic Institute, 1986). Dr. of Tech. Sci. (Bauman Moscow State Tech. Univ., 1998).