

Б. Е. Васильев

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ТУРБИН С ПОМОЩЬЮ ПОЛЬЗОВАТЕЛЬСКОЙ МОДЕЛИ ПОЛЗУЧЕСТИ В КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОМ КОМПЛЕКСЕ ANSYS

Описано применение пользовательской модели, в которой учитываются различные гипотезы ползучести для оценки кинетики напряженно-деформированного состояния и расчетной долговечности деталей турбин в конечно-элементном комплексе ANSYS. Численные результаты сопоставлены с результатами эксперимента для оценки адекватности модели.

E-mail: b_vasilyev@ciam.ru

Ключевые слова: ползучесть, детали турбин, напряженно-деформированное состояние, повреждаемость.

Детали турбин, в особенности лопатки, длительно работают в условиях неравномерного нагрева при высоких температурах, при этом характеристики материала в процессе эксплуатации изменяются. При расчетах напряженно-деформированного состояния (НДС) и прочности необходимо учитывать вязкопластическое деформирование и ползучесть материала. Современные методы расчетов, в том числе конечно-элементные, позволяют проводить расчеты лопаток турбин с использованием данных о физически нелинейных свойствах материала, включая ползучесть.

Статическое разрушение — одна из наиболее частых причин выхода деталей турбин из строя, поэтому задача прогнозирования долговечности деталей турбин является актуальной.

В данной работе описывается способ расчета кинетики НДС для изотропных сплавов. Монокристаллические сплавы предлагается рассматривать как изотропные со свойствами, соответствующими кристаллографической ориентации [001]. Это допущение достоверно для зон пера лопатки, так как направление основных напряжений совпадает с радиальным. Для зон трактовых и бандажных полок такое допущение может привести к большим ошибкам в определении НДС, поэтому в дальнейшем планируется разработать метод, в котором будет учтена анизотропия характеристик ползучести.

Как правило, деталям турбин свойственно сложное термонапряженное состояние, значения температур и напряжений изменяются в широких диапазонах. В то же время для проведения расчетов необходимы характеристики ползучести, описывающие поведе-

ние материала лопатки во всем рабочем диапазоне условий эксплуатации.

Явление ползучести — это нелинейное изменение во времени деформаций (собственно ползучесть) и напряжений (релаксация), возникших в начале приложения нагрузки. Выделяют [1] несколько стадий ползучести:

1) неустановившаяся ползучесть — на этой стадии происходит упрочнение и скорость ползучести уменьшается;

2) установившаяся ползучесть — процессы упрочнения и разупрочнения находятся в равновесии, скорость ползучести постоянна;

3) разупрочнение и разрушение — скорость ползучести возрастает.

Форма и вид кривой ползучести зависят от сплава, параметров режима испытаний и определяются несколькими конкурирующими механизмами (упрочнение, разупрочнение, разрушение). На рис. 1 представлена характерная кривая ползучести с обозначенными стадиями ползучести и начальной деформацией ε_{el} , деформацией ползучести ε_{cr} , временем нагружения τ (ч) и минимальной скоростью ползучести $e_{cr}(\min)$.

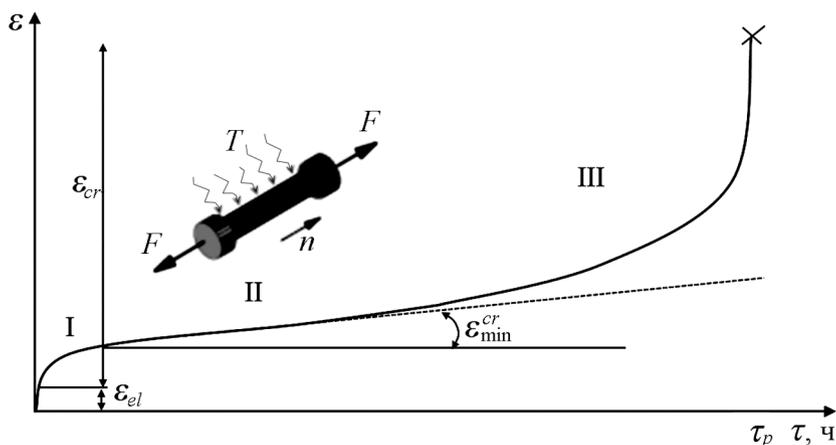


Рис. 1. Типичная кривая ползучести

В программном комплексе ANSYS предложены 13 уравнений невязной ползучести, такие, как уравнение Нортона, Гарофало (описывают установившуюся ползучесть) и уравнения, соответствующие гипотезам упрочнения и течения. Также возможно использование изохронных кривых. Несмотря на большой выбор, при расчетах кинетики НДС возникают следующие трудности:

– ввиду сложности кривой уравнения описывают только первую и вторую стадии ползучести;

– подбор коэффициентов для всего диапазона температур и напряжений, а также согласование значений коэффициентов между ними зачастую сопряжено с большими трудностями, и адекватность

аппроксимации возможна только для узкого диапазона напряжений и температур;

– изохронные кривые неприменимы для расчетов со ступенчатым изменением нагрузки.

Необходимо отметить, что единая теория, описывающая поведение материала во всем диапазоне значений температур и напряжений, в настоящее время отсутствует. Это связано с тем, что при изменении внешних параметров нагружения изменяется сам механизм пластической деформации. В то же время существует ряд моделей, отвечающих определенным диапазонам параметров и условий, хорошо совпадающих с экспериментальными данными. Задача теории ползучести применительно к одноосному напряженному состоянию заключается в установлении связи между напряжением, деформацией, скоростью, температурой, временем и целым рядом структурных параметров, характеризующих состояние материала в любой текущий момент времени вплоть до разрушения.

В данной работе исследован и разработан способ расчета кинетики НДС, при котором используют данные, подвергнутые минимальной обработке; он позволяет рассчитывать все три стадии ползучести. Таким образом достигают повышения точности прогнозирования расчетной долговечности и изменения геометрии деталей турбин в процессе работы.

Метод исследования. Использован метод, описанный в работе [2], который основан на подобии кривых зависимости пределов длительной статической прочности и пределов ползучести от параметра Ларсона — Миллера [3]. Это параметр рассчитывают по формуле

$$P_{LM} = T(\log_{10} \tau + C),$$

где C — постоянная, равная, как правило, 20; T — температура материала, К; τ — продолжительность нагружения, ч.

На рис. 2 показаны зависимости пределов ползучести для заранее определенных значений деформаций и кривая предела длительной прочности σ_{dl} . Для построения кривых Ларсона — Миллера желательно использовать более 5–7 значений деформаций. Наличие изломов этих кривых объясняется изменением характера разрушения.

В ANSYS возможно применение пользовательской модели ползучести с помощью подпрограммы USERCREEP, написанной на FORTRAN [4, 5]. В этом случае необходимо вычислить за расчетный шаг времени $\Delta\tau$ приращение деформации $\Delta\varepsilon_{cr}$ и двух дополнительных параметров, которые используются при расчете тангенциальной матрицы жесткости. Эти параметры характеризуют чувствительность приращения деформации ползучести к текущему напряжению $d(\Delta\varepsilon_{cr})/d(\sigma)$ и деформации $d(\Delta\varepsilon_{cr})/d(\varepsilon_{cr})$. Также можно определять дополнительные результаты: повреждаемость и остаточную долговечность, которые по умолчанию не вычисляются и не сохраняются в процессе работы. С этой целью пользователю предоставляется мас-

сив Ustatev. Кривые Ларсона — Миллера (см. рис. 2) применяют для построения условной кривой ползучести по действующим напряжениям Мизеса и температуре T , °С, во всех точках интегрирования конечно-элементной модели. В дальнейшем эта кривая используется для расчета приращения деформации $\Delta \varepsilon_{cr}$ и/или повреждаемости ΔD_r . Таким образом, предлагаемый способ расчета кинетики НДС дает возможность инженеру рассчитывать отклик, исходя из выбираемой им в препроцессоре гипотезы ползучести: модель течения, упрочнения или модель, критерием которой является накопленная повреждаемость.

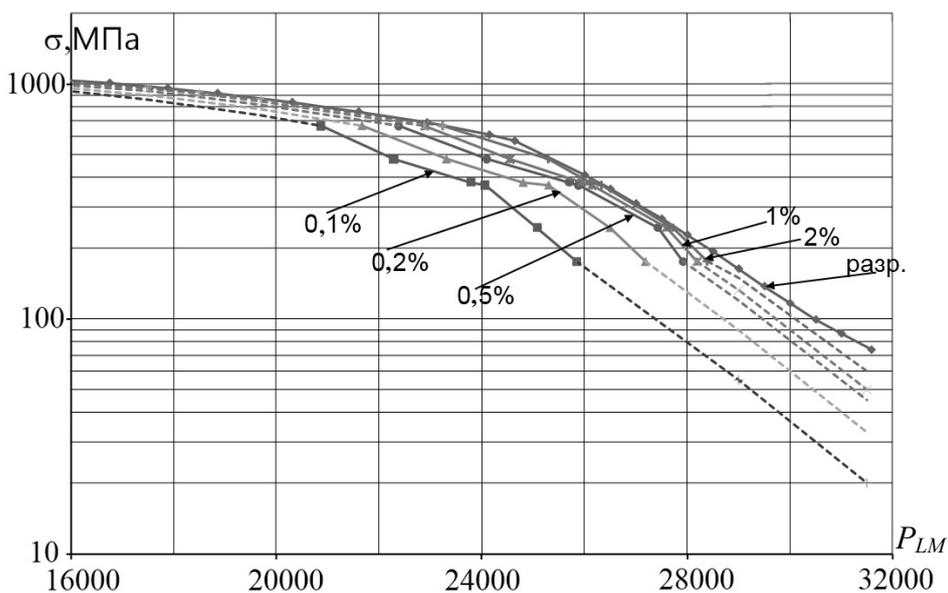


Рис. 2. Параметрические кривые Ларсона — Миллера для разрушения и различных уровней деформаций ползучести

Верификацию предложенных методик проводили по результатам испытаний рабочей лопатки турбины высокого давления в течение 115 ч в ОАО “Авиадвигатель” [6]. Результаты испытаний были переданы автору для изучения.

Лопатка (рис. 3, а) была смоделирована совместно с диском с помощью гексагональных и тетраэдральных элементов второго порядка. Для учета взаимодействия в замковом соединении и монтажного натяга между бандажными полками были использованы 3D-контактные элементы. Поле температур задавали постоянным по сечению лопатки, распределение температур по длине лопатки представлено на рис. 3, б. Расчет проведен с учетом нелинейных свойств сплавов и геометрической нелинейности.

Используя предложенный способ определения кинетики НДС, проведен сравнительный анализ расчетной и экспериментально изме-

ренной остаточной вытяжки бандажной полки (по зонам 3 и 8, рис. 4) и адекватности оценки расчетной долговечности.

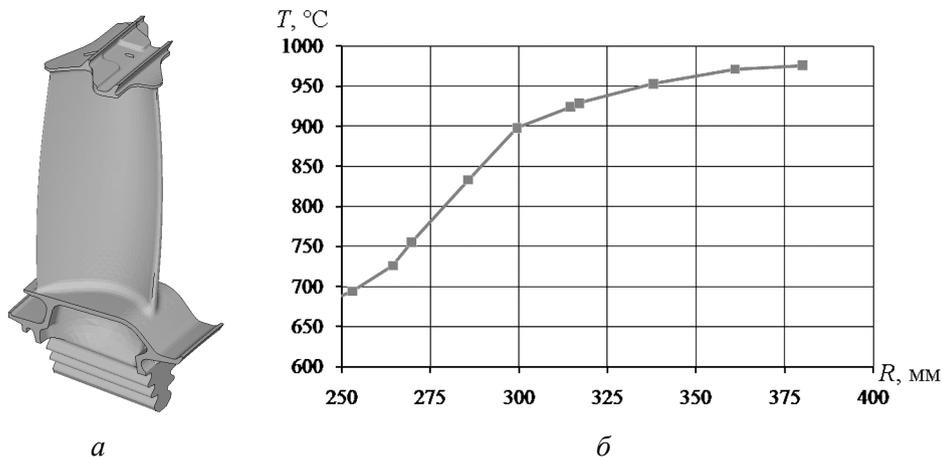


Рис. 3. Твердотельная модель (а) и распределение температуры по перу лопатки (б)

Для расчета повреждаемости использованы эквивалентные напряжения [7]. Под эквивалентными понимают некоторые условные напряжения, которые постоянно действуют в течение всего рассматриваемого времени работы и приводят к повреждаемости, равной повреждаемости, получаемой истинными изменяющимися во времени напряжениями; последние определяли на каждом интервале времени:

$$\sigma_m = \sqrt[m]{\frac{1}{\tau_\Sigma} \int_0^{\tau_\Sigma} [\sigma(\tau)]^m d\tau},$$

где $m(T)$ — показатель статической прочности; τ — текущее время; τ_Σ — время нагружения.

Статическую повреждаемость вычисляли как отношение

$$D_\tau = \frac{\tau_\Sigma}{\tau_{rup}},$$

где τ_{rup} — время до разрушения при действующем напряжении σ_m .

Повреждаемость равна нулю для нового изделия и единице при разрушении.

Сравнение результатов экспериментальных и численных исследований. Эксперимент прерывался каждые 15...40 ч для замера деформации и оценки состояния, он был остановлен через 115 ч ввиду большой деформации бандажной полки.

Расчеты были остановлены через 100 ч ввиду проблем со сходимостью.

Каждый узел лопатки исследован для определения опасных зон лопатки (18 на рис. 4). Также на рис. 4 представлено поле напряжений Мизеса, МПа.

В таблице приведены результаты расчета НДС, величины накопленных за 100 ч работы деформаций ε_{cr} , %, и длительной статической повреждаемости лопатки D_τ . Также представлены значения температур T , °С, первоначальных напряжений σ_0 , МПа, и отношение D_τ^{**}/D_τ , где D_τ и D_τ^{**} — повреждаемости без учета и с учетом явления ползучести.

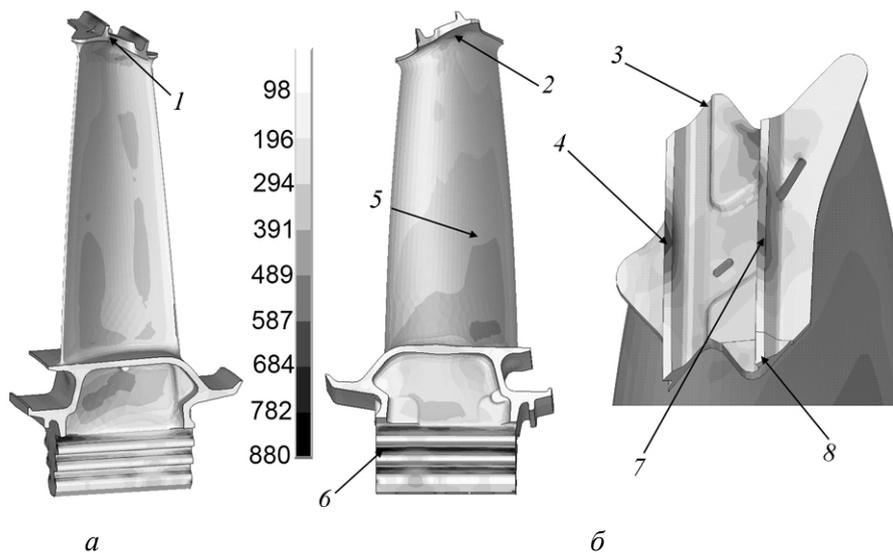


Рис. 4. Поле напряжений по Мизесу, МПа, (а) с указанием опасных зон лопатки (б):

1 — галтель между рабочей и соседней гранями бандажной полки со стороны корыта; 2 — галтель между полкой и профильной частью лопатки со стороны спинки; 3, 4, 7, 8 — зоны на бандажной полке; 5 — зона на профильной части лопатки; 6 — зона верхней впадины хвостовика лопатки

Результаты расчетов

| Зона | T , °С | σ_0 , МПа | D_τ | ε_{cr} , % | D_τ^{**}/D_τ |
|------|----------|------------------|----------|------------------------|----------------------|
| 1 | 975 | 603 | >1 | 3,55 | 300 |
| 2 | 975 | 501 | >1 | 1,98 | 54 |
| 4 | 975 | 585 | 0,78 | 3,74 | 172 |
| 5 | 931 | 324 | 0,27 | 0,38 | 2 |
| 6 | 726 | 855 | 0,34 | 0,29 | 295 |
| 7 | 976 | 526 | 0,52 | 2,35 | 74 |

Наиболее повреждаемыми зонами данной лопатки являются: 1 — галтель между рабочей и соседней гранями бандажной полки со стороны корыта лопатки; 2 — галтель между полкой и профильной частью лопатки со стороны спинки; 3 — верхняя впадина хвостовика лопатки. На рис. 5 приведены зависимости накопления повреждаемости в этих зонах.

При сравнении результатов расчетов и эксперимента установлено, что для зоны 1 прогнозируемая расчетная долговечность составляет 50 ч (рис. 6, а). После испытаний, проводимых в течение 45 ч, обнаружены трещины в галтели между рабочей и соседней гранями бандажной полки со стороны корыта лопатки на 12 рабочих лопатках, после 59 ч — на 20 лопатках (рис. 6, б).

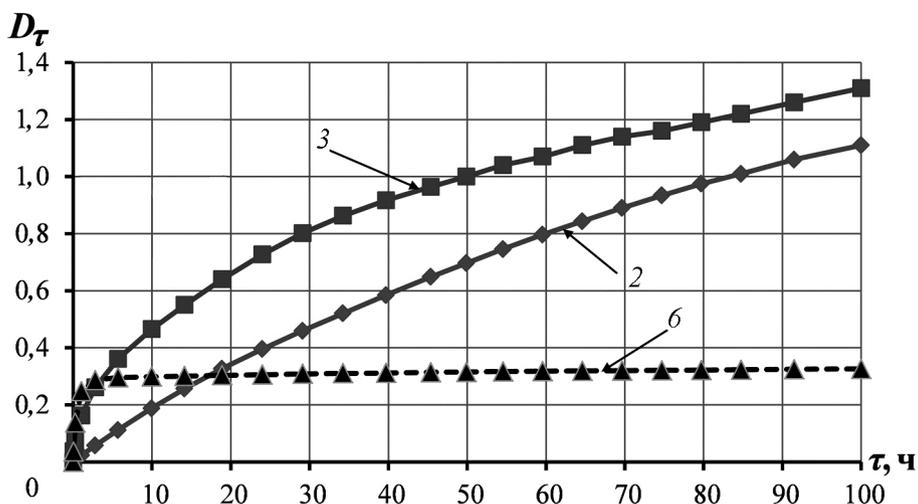


Рис. 5. Накопление повреждаемости с течением времени в зонах 1, 2 и 3

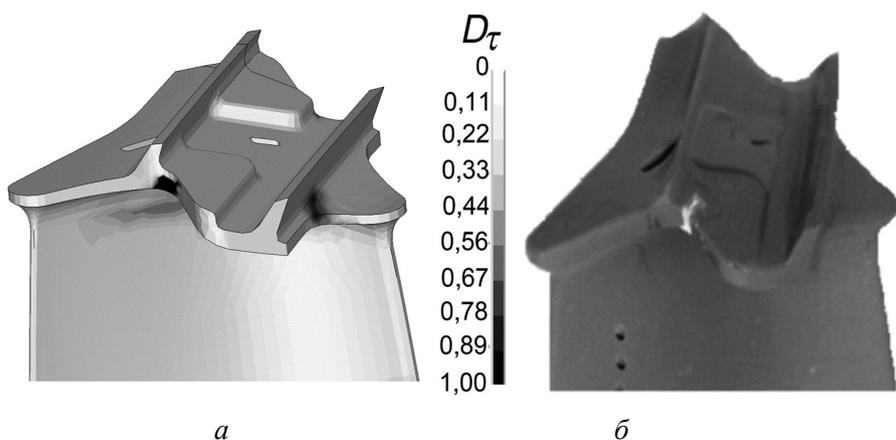


Рис. 6. Расчетные повреждаемости (а) и состояние лопатки после испытаний (б)

Определенное расчетом напряженное состояние зоны 2 близко к предельному (повреждаемость ~ 1 при 100 ч работы). После испытаний в течение 100 ч обнаружен значительный остаточный изгиб бандажных полок нескольких лопаток, что может предшествовать обрыву бандажной полки.

Расчетные величины повреждаемости профильной части лопатки не превышают 0,27. В ходе испытаний дефектов на профиле рабочей лопатки не обнаружено. В зонах 4 и 7 (ребра бандажной полки) преобладают напряжения сжатия. Повреждаемости определены с учетом повышающего коэффициента 1,3. Поскольку в этих зонах лопатки дефектов не обнаружено, такая оценка считается достоверной.

Зачастую ввиду отсутствия экспериментальных данных кинетику НДС при относительно низких температурах (< 800 °С) не рассчитывают, что может привести к занижению расчетной долговечности на несколько порядков. В данном примере учет кинетики НДС в зоне 6 (верхняя впадина хвостовика) при температурах ~ 700 °С позволил уточнить запас по долговечности. Отношение долговечностей, определенных с учетом и без учета релаксации напряжений в этой зоне, составляет $D_{\tau}^{**}/D_{\tau} > 200$. Трещин в хвостовике лопатки при испытании не обнаружено.

На рис. 7 приведены изображения остаточных деформаций бандажной полки, определенные численно (а) и экспериментально (б).

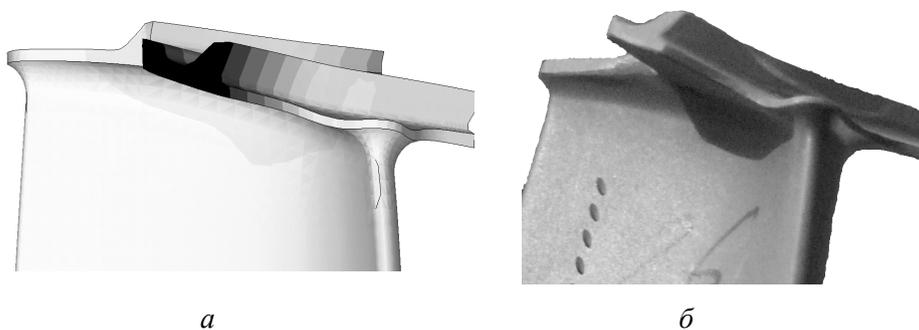


Рис. 7. Расчетные значения остаточных деформаций бандажной полки (а) и после испытаний (б)

Значения экспериментально установленных вытяжек по зонам 3 и 8 после 100 ч работы на рассмотренном режиме составляют 0,53 и 0,43 мм соответственно. Численно найденные значения деформаций — 0,55 и 0,42 мм.

Целесообразность применения пользовательской модели ползучести подтверждают результаты, близкие к экспериментально определенным значениям, а также достаточно простая подготовка экспериментальных данных для расчета и возможность использовать ее в широком диапазоне значений напряжений, температур и продолжительности нагружения. В дальнейшем планируется разработать мо-

дель с учетом анизотропии свойств ползучести с целью достоверного прогнозирования кинетики НДС в трактовых и бандажных полках.

Предложенный в данной работе способ расчета кинетики НДС позволяет адекватно определять расчетную долговечность и вытяжку деталей турбин как на этапе проектирования при использовании 2D-моделей, так и на этапе поверочных 3D-расчетов.

Автор благодарен ОАО “Авиадвигатель” за предоставленные материалы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Работнов Ю.Н. Ползучесть элементов конструкций. М.: Наука, 1966. 752 с.
2. Васильев Б.Е., Магеррамова Л.А. Формирование уравнений ползучести сплавов для расчетов кинетики напряженно-деформированного состояния высокотемпературных лопаток турбин // Вестник Московского авиационного института. 2012. Т. 19, № 4. С. 99–107.
3. Каблов Е.Н., Голубовский Е.Р. Жаропрочность никелевых сплавов. М: Машиностроение, 1998. 464 с.
4. Imaoka S. User creep subroutine // ANSYS Tips website. URL.: <http://ansys.net/collection/1061>, 2007.
5. ANSYS Structural analysis guide // ANSYS DOCUMENTATION.
6. Бессчетнов В.А., Дильман М.А., Березин Р.И. Оценка статической прочности лопаток ТВД по результатам расчета напряженно-деформированного состояния в 3D-постановке с учетом ползучести материала [Электронный ресурс] // Авиадвигатели XXI века: материалы конф. Электрон. дан. М.: ЦИАМ, 2010.
7. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Термопрочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1975. 455 с.

Статья поступила в редакцию 26.09.2012