

УДК 621.431.75

В.А. ТРУШИН, А.Ю. ЧЕЧУЛИН

ФГУП «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ),  
ОАО «УАП «Гидравлика», г. Уфа, Россия

## МЕТОДИКА УЧЕТА ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРА МАЛОРАЗМЕРНОЙ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНОЙ ТУРБИНЫ НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ ЕЕ РАБОТЫ

В статье рассмотрена инженерная методика расчета термонапряженного состояния элементов ротора малоразмерной центростремительной турбины на переходных режимах ее работы, позволяющая проводить оценочные расчеты на персональных компьютерах. В основе тепловых расчетов заложен конечно-разностный метод элементарных балансов на переходных режимах по неявной схеме Кранка-Николсона. Достоверность результатов расчетов выбранным методом элементарных балансов по схеме Кранка-Николсона обоснована тестовыми сопоставительными расчетами для круглого стержня конечной длины  $2L$  и диаметром  $2R$ , получающегося от пересечения стержня пластиной, теоретическое решение для которого известно. Напряженное состояние элементов ротора определяется при ином разбиении его на конечные элементы, по сравнению с геометрией элементов для тепловых расчетов, в соответствии с требованиями методик инженерных прочностных расчетов. Представлены результаты расчетов термонапряженного состояния элементов диска и лопаток ротора турбины как на пусковых, так и на остановочных режимах работы малоразмерного газотурбинного двигателя.

**Ключевые слова:** центростремительная турбина, малоразмерный ГТД, температуры, напряжения, переходные режимы работы.

### Введение

Малоразмерные центростремительные турбины широко применяются в различных технических устройствах, обеспечивая, например, работу турбонаддувных агрегатов поршневых двигателей, малоразмерных автономных электростанций, газотурбинных двигателей наземного транспорта, вспомогательных силовых установок ГТД и т. д. Высокие температуры газа перед турбиной, при сложности организации охлаждения лопаток ротора, вызывают, зачастую, коробление периферийных зон лопаток и их оплавление. Особую опасность для дисков, нагруженных как собственными центробежными силами так и массой лопаток, представляют переходные режимы работы турбины, так как тонкие периферийные зоны дисков быстро изменяют свою температуру, по сравнению с центральными массивными зонами, и в этих обеих зонах возникают, в дополнение к напряжениям от центробежных сил, термические напряжения при пуске и при останове турбины.

### 1. Объект исследования

Проведена оценка термонапряженного состояния рабочего колеса центростремительной турбины с 13 рабочими лопатками. Геометрия одного расчетного сектора с лопаткой схема-

тично представлена на рис. 1, где показано разбиение расчетной области на конечные элементы для расчета температурного состояния ротора методом элементарных балансов А.П. Ваничева [1]. Коэффициенты теплоотдачи в проточной части ротора на участках пера лопатки 1, 2, 3, 4 по потоку газа принимались по рекомендациям [2], причем разными на стороне высокого давления  $h$ , и на стороне низкого давления  $l$  лопатки, а на торце входной кромки 1 по рекомендациям [3]. На тыльной стороне диска, охлаждаемого воздухом, коэффициенты теплоотдачи выбирались по рекомендациям [4].

### 2. Методика расчета

Расчет нестационарных температур в элементах ротора на переходных режимах проводился по неявной схеме Кранка-Николсона по формуле [5]

$$c_i m_i (T_i^{n+1} - T_i^n) / \Delta \tau = \sum_j \left[ 0,5k_{ij}^{n+1} F_{ij} (T_j^{n+1} - T_i^{n+1}) + 0,5k_{ij}^n F_{ij} (T_j^n - T_i^n) \right], \quad (1)$$

где  $c$ ,  $m$  — теплоемкость материала элемента и его масса;  $\Delta \tau$  — шаг по времени;  $k$  — обобщенная тепловая проводимость на контакте элементов по площади  $F$ . Надстрочный индекс  $n$  относится к начальному моменту времени шага  $\Delta \tau$ , а подстрочные индексы  $i$  и  $j$  от-

носятся к расчетному элементу и к соседнему соответственно.

Достоверность результатов расчетов выбранным методом элементарных балансов по схеме Кранка-Николсона обоснована тестовыми

сопоставительными расчетами для круглого стержня конечной длины  $2L$  и диаметром  $2R$ , получающегося от пересечения стержня пластиной, теоретическое решение для которого приведено в [6].

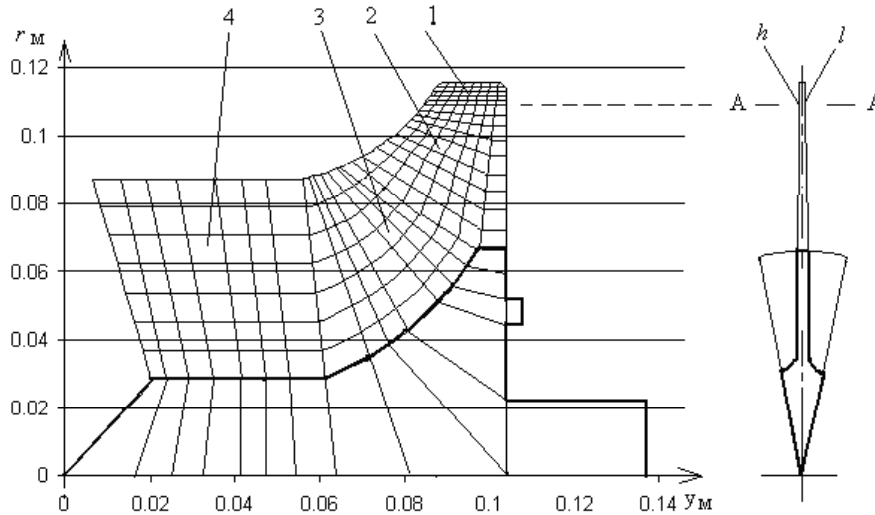


Рис. 1. Разбиение расчетной области на конечные элементы для расчета температурного состояния ротора методом элементарных балансов

Для бесконечной пластины решение имеет вид

$$T_{\tau} = T_0 + (T_{\tau=0} - T_0) \times \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \sin \mu_n}{\mu_n + \sin \mu_n \cos \mu_n} \cos(\mu_n \frac{x}{L}) \exp(-\mu_n^2 \frac{a\tau}{L^2}), \quad (2)$$

а для бесконечного цилиндра - вид

$$T_{\tau} = T_0 + (T_{\tau=0} - T_0) \sum_{n=1}^{\infty} A_n J_0(\mu_n \frac{r}{R}) \exp(-\mu_n^2 \frac{a\tau}{R^2}). \quad (3)$$

Значения  $A_n$ ,  $\mu_n$  и функций Бесселя  $J_0$  в зависимости от числа  $Bi$  для пластины и для цилиндра соответственно приведены в [7].

Хорошая согласованность конечно-разностных расчетов нестационарных температур по формуле (1) с теоретическими, для элемента на среднем радиусе круглого стержня конечной длины на равных расстояниях от его торцов, видна из рис. 2, где пунктирная линия 1 относится к теоретическому решению, а линия 2 – к конечно-разностному.

Применимость метода МКР для расчетов нестационарных температур в лопатках турбин обоснована так же расчетно-экспериментально в [8].

Для стационарных режимов работы турбины уравнение теплового баланса для элемента ротора имеет вид

$$T_{i,j} = \frac{\sum k_{i,j} T_{i,j} F_{i,j}}{\sum k_{i,j} F_{i,j}}. \quad (4)$$

### 3. Результаты расчетов

На рис. 3 представлены результаты расчета температур ротора турбины при переходе от режима малого газа к максимальному режиму с темпом повышения температуры газа около 90 °С в секунду. Линия 1 (сплошная) соответствует температуре диска и участка пера лопатки над его периферийным торцом, а линия 2 (пунктирная) соответствует температуре средней линии пера лопатки от входной кромки на периферии до выходной на выходе газа из ротора на режиме малого газа. Линия 3 (сплошная) соответствует температуре диска и участка пера лопатки над его периферийным торцом, а линия 4 (пунктирная) соответствует температуре средней линии пера лопатки от входной кромки на периферии до выходной на выходе газа из ротора на максимальном режиме работы турбины. Линия 5 (сплошная) соответствует температуре диска и участка пера лопатки над его периферийным торцом, а линия 6 (пунктирная) соответствует температуре средней линии пера лопатки от входной кромки на периферии до выходной на выходе газа из ротора через 9 секунд после начала перехода.

Распределение температур по радиусу только диска в срединных элементах его разбиения при увеличении температуры газа представлено на рис. 4, где нижняя линия ( $\Delta\tau = 0$  с) соответствует работе турбины на режиме малого газа, остальные линии – по истечении отмеченного цифрами числа секунд после начала переходного процесса.

Аналогичное распределение температур по радиусу только диска в срединных элементах его разбиения при уменьшении температуры газа представлено на рис. 5, где верхняя линия ( $\Delta\tau = 0$  с) соответствует работе турбины на максимальном режиме, остальные линии – по истечении отмеченного цифрами числа секунд после начала переходного процесса.

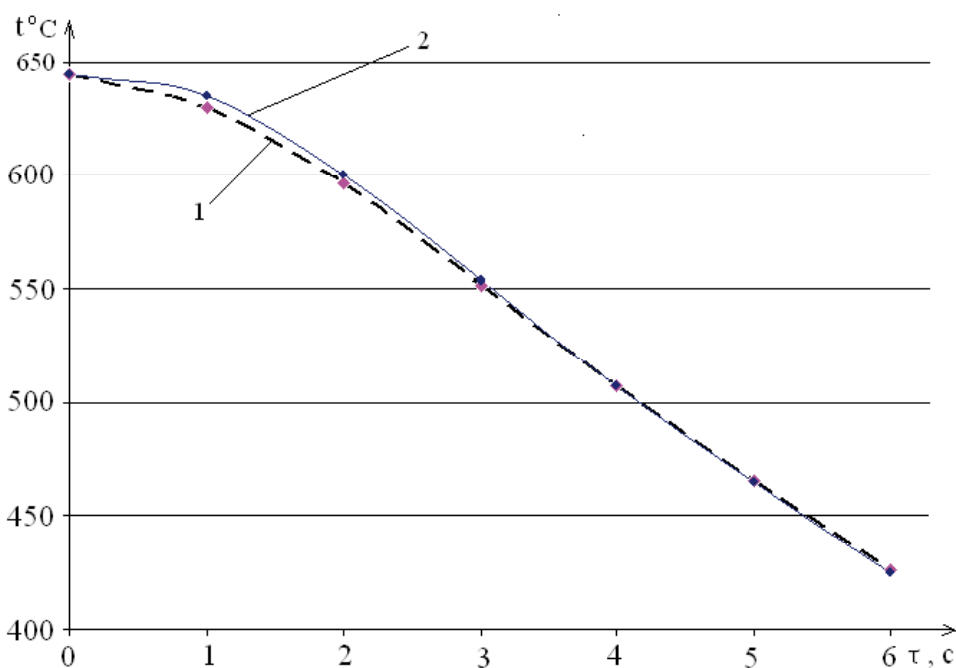


Рис. 2. Сопоставление результатов конечно-разностных расчетов нестационарных температур по формуле (1) с теоретическими для одного из элементов разбиения стержня

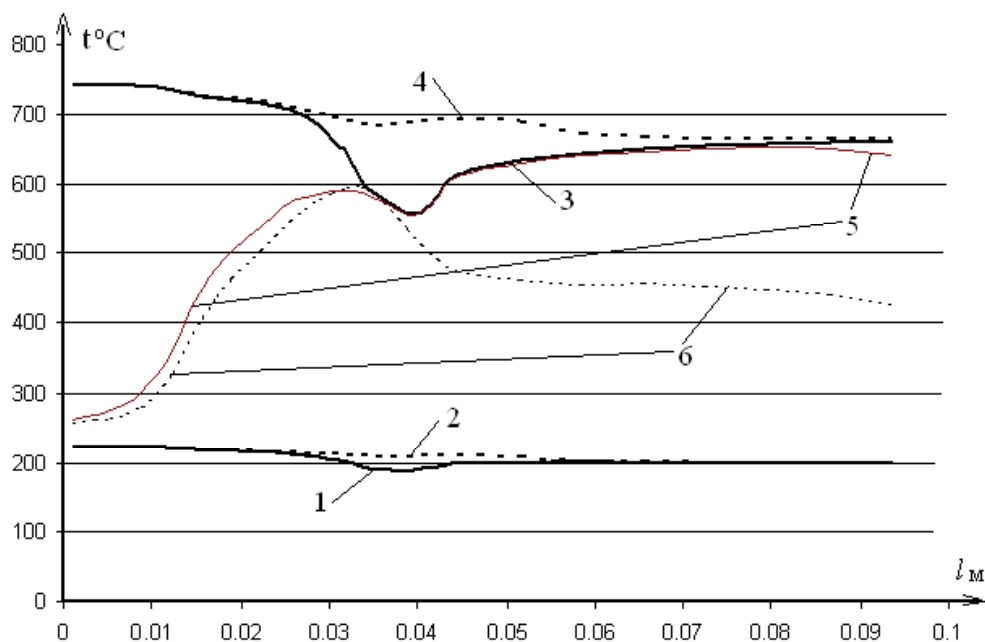


Рис. 3. Результаты расчета температур ротора турбины при набросе нагрузки в ГТД

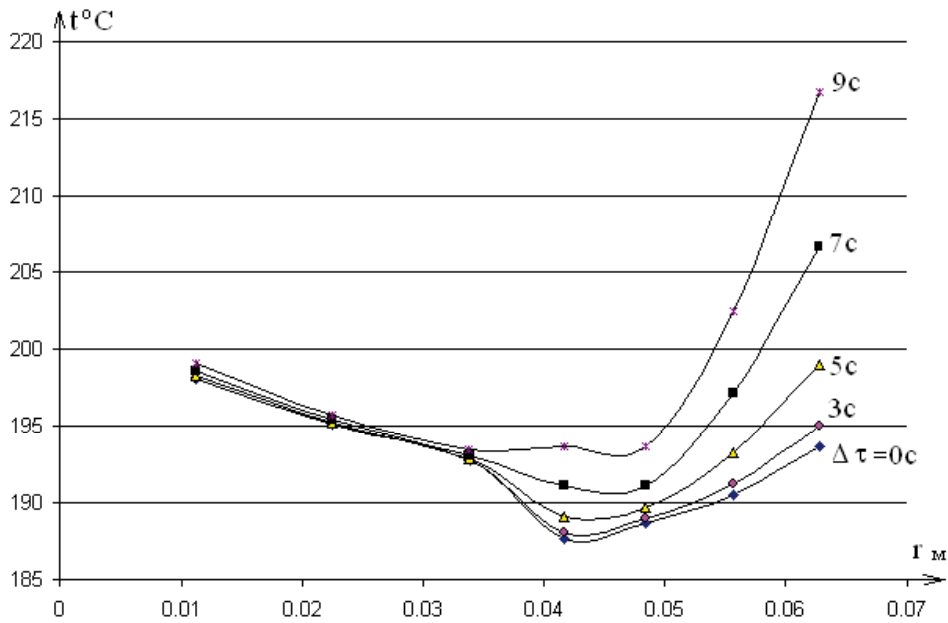


Рис. 4. Результаты расчета температур по радиусу только диска при набросе нагрузки в ГТД

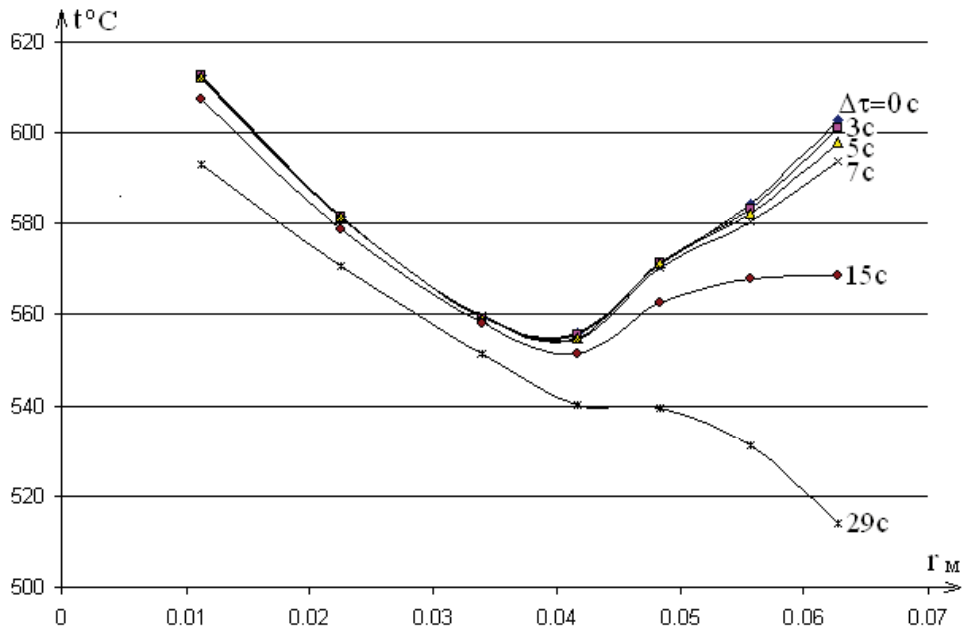


Рис. 5. Распределение температур по радиусу только диска при сбросе нагрузки в ГТД

Из рис. 2, 3, 4, 5 видно, что на переходных режимах работы центробежной турбины, как при наборе нагрузки, так и при ее сбросе, разности температур периферии диска и его ступицы существенны и возникновение высоких знакопеременных температурных напряжений неизбежно.

Темп изменения температуры пера лопатки во времени в сечении А-А (рис. 1) представлен на рис. 6, где линия 1 соответствует темпу изменения температуры газа, за 7 секунд достигающего установившегося максимального значения, ли-

ния 2 – темпу изменения температуры лопатки, а линия 3 – разности температур газа и пера лопатки во времени при переходе от малого газа на максимальный режим работы турбины.

Для расчета напряженного состояния ротора применялась другая, представленная на рис. 7, схема разбиения диска ротора на цилиндрические элементы  $d$ , по рекомендациям [9], и схема разбиения пера лопатки на радиальные элементы  $b$ , расположенные на соответственных цилиндрических элементах диска.

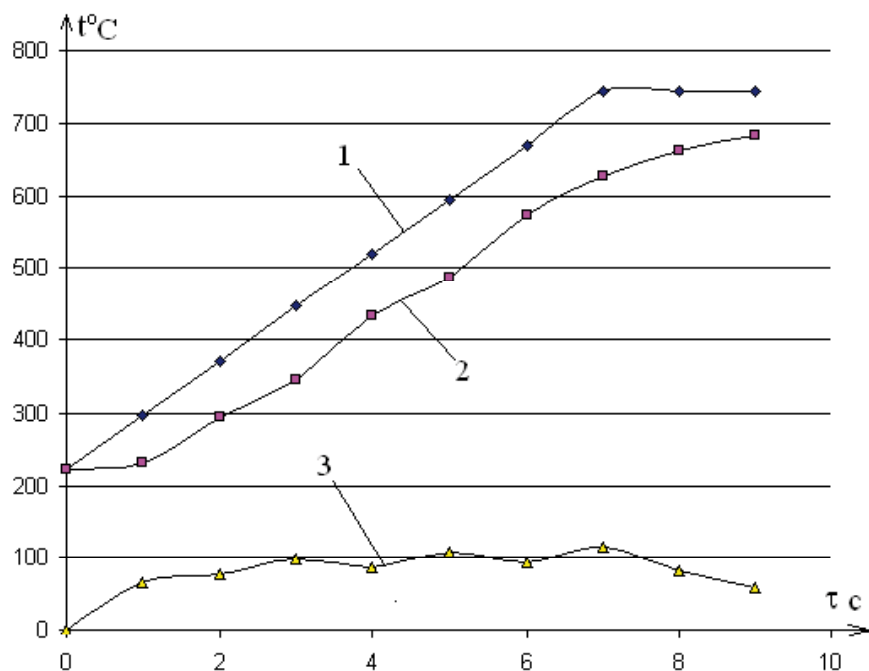


Рис. 6. Темпы изменения температуры газа и пера лопатки во времени в сечении А–А (рис. 1)

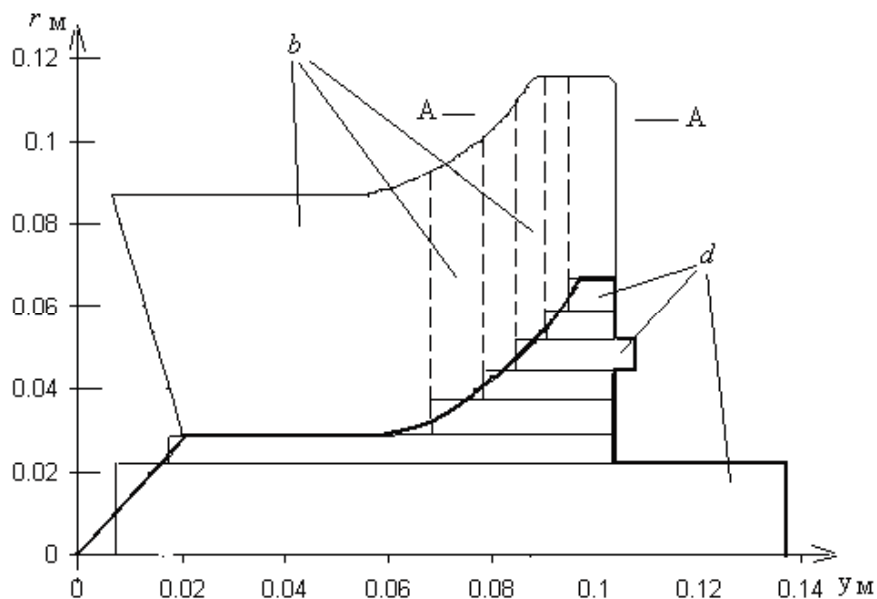


Рис. 7. Схема разбиения диска ротора на цилиндрические элементы  $d$ , и схема разбиения пера лопатки на радиальные элементы  $b$  для расчета напряжений

Центробежная сила от сектора кольцевого элемента  $d$  на одну лопатку

$$C_{1d} = \frac{\rho\pi(r_a^2 - r_i^2)u\omega^2}{z} \left(\frac{r_a + r_i}{2}\right), \quad (5)$$

где  $\rho$  – плотность материала ротора;  $z$  – число лопаток в роторе;  $\omega$  – частота вращения ротора;  $r_a$  и  $r_i$  – наружный и внутренний радиусы элемента  $d$ ;  $u$  – ширина кольцевого элемента  $d$ .

Выражение для центробежной силы от массы радиального элемента  $b$  лопатки, присоединенного к сектору кольцевого элемента  $d$  и имеющему объем  $V_b$  с центром тяжести на радиусе  $r_b$ , имеет вид

$$C_{1b} = \rho V_b \omega^2 r_b. \quad (6)$$

Суммируя (5) и (6) с записью суммы к форме (5) с приведенной фиктивной плотностью  $\rho_f$ .

$$C_1 = C_{1d} + C_{1b} = \frac{\rho_f \pi (r_a^2 - r_i^2) \gamma \omega^2}{z} \left( \frac{r_a + r_i}{2} \right), \quad (7)$$

получаем, аналогично [9], выражение для фиктивной плотности кольцевого элемента диска  $d$  в виде

$$\rho_f = \rho \left[ 1 + 2 \frac{V_b r_b z}{\pi \gamma (r_a^2 - r_i^2) (r_a + r_i)} \right]. \quad (8)$$

Выражение для центробежной силы  $C$  от единицы объема с фиктивной плотностью  $\rho_f$  в

методике прочностного расчета диска центробежной турбины по рекомендациям [9] будет иметь вид

$$C = \rho_f \omega^2 r^2, \quad (9)$$

где  $r$  – наружный радиус кольцевого элемента  $d$ .

На рис. 8 представлены результаты расчета радиальных  $\sigma_r$  и тангенциальных  $\sigma_t$  напряжений в диске по радиусу  $r$  на периферийных поверхностях элементов  $d$ .

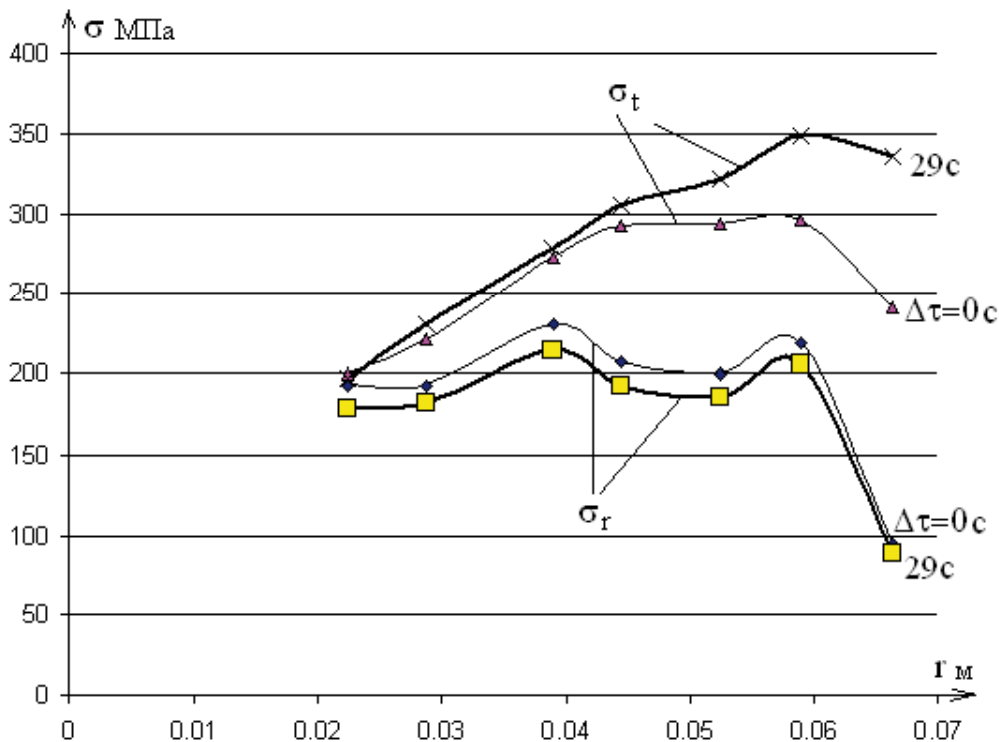


Рис. 8. Результаты расчета радиальных  $\sigma_r$  и тангенциальных  $\sigma_t$  напряжений в диске по радиусу

Тонкими линиями отмечены напряжения на стационарном максимальном режиме работы турбины ( $\Delta\tau = 0$  с), а утолщенными – спустя 29 секунд после начала переходного процесса при сбросе нагрузки, когда устанавливаются максимальными разности температур периферии и ступицы диска (рис. 5). Максимальные тангенциальные напряжения  $\sigma_t$  на периферии диска обусловлены быстрым охлаждением этой тонкостенной зоны даже при невысоком темпе понижения температуры газа значением около  $90^\circ\text{C}$  в секунду за несколько первых секунд перехода от режима максимального газа на режим малого газа, когда его температура устанавливается, а температура ротора стремится к ней.

### Литература

1. Ваничев А.П. Приближенный метод решения задач теплопроводности при переменных константах // Изв. АН СССР, Отд-ние техн. наук. 1946. №12. С. 1767-1774.
2. Бодунов М.Н., Чугунов, Ю.Н., Фахрутдинов Р.Д. Экспериментальное исследование теплоотдачи в рабочем колесе радиально-осевой турбины // Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины двигателей летательных аппаратов / Казан. авиац. ин-т. Казань, 1980. С. 14-19.
3. Почуев В.П., Щербаков, В.Ф. Исследование локального теплообмена поверхности решеток турбинных лопаток // Теплоэнергетика. 1978. №10. С. 37-41.

4. Локай В.И., Бодунов М.Н., Жуйков В.В., Шукин, А. В. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1993. 288 с.
5. Чекалин В.В. Разностный метод расчета нестационарного нагрева конструкций // Методы расчетов температурных полей и теплоизоляции летательных аппаратов / Под ред. И. И. Дракина. М.: Машиностроение, 1966. 102 с.
6. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоиздат, 1981. 416 с.
7. Лыков А.В. Теория теплопроводности. М.: Высшая школа, 1967. 600 с.
8. Трушин В.А., Трушин О.В. Термобарьерное покрытие турбинной лопатки турбины на переходных режимах работы ГТД // Изв. вузов. Авиационная техника. 2006. №4. С. 50-52.
9. Жирицкий Г.С., Локай В.И., Максимова М.К., Стрункин В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1971. 620 с.

Поступила в редакцию 10.06.2014

**В.О. Трушин, А.Ю. Чечулін. Методика обліку термонапряженого стану ротора малорозмірної доцентрової турбіни на перехідних режимах її роботи**

*У статті розглянута інженерна методика розрахунку термонапряженого стану елементів ротора малорозмірної доцентрової турбіни на перехідних режимах її роботи, що дозволяє проводити оцінні розрахунки на персональних комп'ютерах. У основі теплових розрахунків закладений кінцево-різницевий метод елементарних балансів на перехідних режимах за неявною схемою Кранка-Николсона. Представлені результати розрахунків термонапряженого стану елементів диска і лопаток ротора турбіни як на пускових, так і на зупинних режимах роботи малорозмірного газотурбінного двигуна.*

**Ключові слова:** доцентрова турбіна, малорозмірний ГТД, температури, напруга, перехідні режими роботи.

**V.A. Trushin, A.Yu. Chechulin. Methodology of account thermostressed the state of rotor of little size centripetal turbine on transient behaviors of her work**

*In the article engineering methodology of calculation of the thermostressed state of elements of rotor of little size centripetal turbine is considered on transient behaviors of her work, allowing to conduct evaluation calculations on the personal computers. In basis of thermal calculations is stopped up finite-difference method of elementary balances on transient behaviors on the non-obvious chart of Crank-Nikolson. The results of calculations of the thermostressed state of elements of disk and shoulder-blades of rotor of turbine are presented both on the starting and on stop modes of operations of little size turbo-engine.*

**Key words:** centripetal turbine, little size GTE, temperatures, tensions, transient behaviors of work.