

# ТЕРМОГИДРОГАЗОДИНАМИКА И ТЕПЛООБМЕН

УДК 621.45:043

## МНОГОДИСЦИПЛИНАРНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ОКОЛОЗВУКОВОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ ЖРД (ЧАСТЬ 2)<sup>\*)</sup>

*Докт. техн. наук В.К. Чванов, Е.В. Логачёва, Е.Н. Попов,  
С.А. Скибин, докт. физ.-мат. наук Л.Е. Стернин,  
канд. техн. наук В.В. Ткач, канд. техн. наук Ф.Ю. Челькис*

Как и в части 1 данной работы [1], представлены результаты расчётного многопараметрического исследования пространственных вязких течений газа в турбине на базе интегрирования уравнений Навье-Стокса. Проведен анализ влияния стационарных температурных неравномерностей на лопатках турбины на их напряженно-деформированное состояние из-за подачи криогенного кислорода в кольцевую полость между статором и рабочим колесом и через стояночное уплотнение, а также из-за наличия холодного пристеночного слоя во входном патрубке турбины.

Расчёты теплообмена выполнялись с использованием стандартной программы ANSYS CFX. Прочностные расчёты выполнялись, как и ранее [1], с использованием трёхмерной конечно-элементной модели (КЭМ) ANSYS.

В результате расчётов показано, что уменьшение расхода криогенного кислорода на охлаждение банджа и через стояночное уплотнение существенно уменьшает напряжения на выходных кромках лопаток.

Результаты нестационарных расчётов, в связи с их большим объёмом, вынесены в отдельную статью [2].

---

<sup>\*)</sup> Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 06-08-00162"а").

# **1. Исследование влияния температурных неравномерностей в потоке на тепловое состояние турбины**

## **1.1. Введение**

Предметом настоящего исследования являются следующие элементы турбины: статор (корпус, сопловой аппарат) с каналами охлаждающего тракта и рабочее колесо (диск, лопатки, бандаж). Проведенные оценки показали, что большие градиенты температур в статоре и рабочем колесе, обусловленные подводом криогенного кислорода, вносят существенный вклад в их напряженное состояние. Целью данных расчётов является определение влияния расхода криогенного кислорода через различные каналы на тепловое и напряжённо-деформированное состояние турбины для случая стационарного трёхмерного течения.

В проточной части турбины ЖРД (типа РД180) есть три источника температурных неоднородностей (рис. 1).

1. В районе бандажа статора в кольцевую полость между статором и рабочим колесом турбины поступает криогенный кислород с температурой  $-140^{\circ}\text{C}$  – для охлаждения бандажа и вентиляции надбандажной полости. На номинальном режиме работы двигателя расход холодного кислорода равен 1,4% от расхода рабочего тела через турбину.

2. Через зазор в стояночном уплотнении тракта охлаждения подшипника в полость между корпусом статора и диском ротора имеет место утечка криогенного кислорода  $\sim 1,2\%$  расхода рабочего тела. Температура кислорода также равна  $-140^{\circ}\text{C}$ .

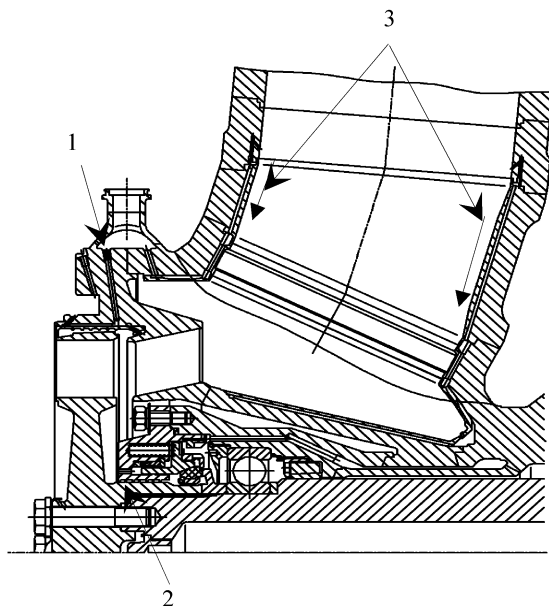


Рис. 1. Источники неравномерного охлаждения: 1 – вентиляция бандажа; 2 – утечка через стояночное уплотнение; 3 – пристеночный слой во входном патрубке

3. Еще одним источником холодного газа в турбине является пристеночный слой во входном патрубке турбины, возникающий из-за неравномерности температурного поля на выходе из газогенератора. Наличие этого слоя приводит к неравномерности температуры газа на входе в те каналы соплового аппарата, которые расположены вблизи входного патрубка.

Ниже представлены результаты расчётов трехмерного стационарного температурного поля в конструктивных элементах турбины, в том числе и при варьировании расходов криогенного кислорода. Исходные параметры рабочего газа на входе в сопловую решетку: давление торможения  $p_{\text{вх}}=545$  кгс/см<sup>2</sup>, температура торможения  $T_{\text{вх}}=530^\circ\text{C}$ . На выходе из расчётной области за рабочим колесом давление  $p_{\text{вых}}=280$  кгс/см<sup>2</sup>. Обороты ротора  $n=17000$  об/мин. Холодный кислород в данной модели рассматривается как сжимаемый газ.

## 1.2. Влияние вентиляции бандаж на тепловое состояние турбины

Криогенный кислород через кольцевую щель, прилегающую к наружному бандажу соплового аппарата, поступает в полость между статором и ротором и смешивается с закрученным рабочим газом. Результаты расчёта картины течения около бандаж представлены в [1]. Температурное поле элементов турбины в этой области на номинальном режиме показано на рис. 2.

Влияние изменения расхода холодного кислорода на тепловое состояние статора и ротора определяется двумя факторами. Во-первых, поскольку узкая щель, через которую поступает криогенный кислород, расположена возле бандаж соплового аппарата, градиент температур на этом бандаже остается значительным вплоть до очень малых значений расхода охладителя (рис. 3).

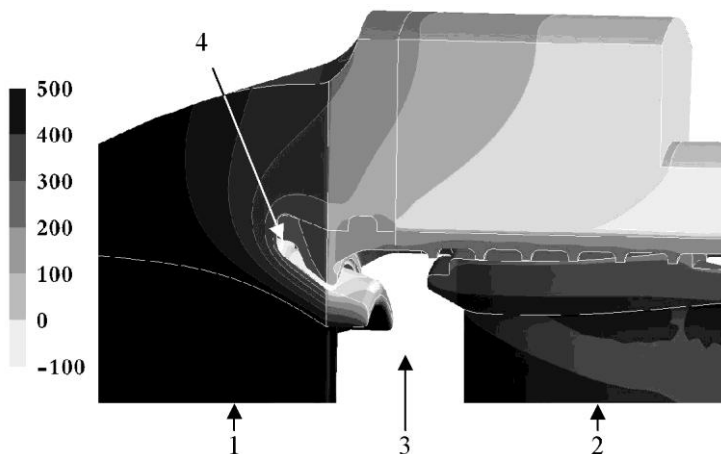


Рис. 2. Поле температур ( $^{\circ}\text{C}$ ) около верхнего бандаж:  
1 – сопловая лопатка; 2 – рабочая лопатка; 3 – рабочий газ (полость);  
4 – щель, через которую поступает криогенный кислород

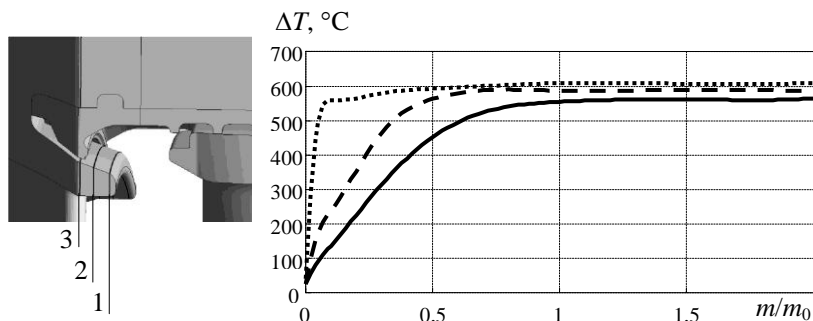


Рис. 3. Зависимость перепада температур на верхнем бандаже статора от расхода охладителя по отношению к номинальному значению:

— — сечение 1, - - - сечение 2, ..... — сечение 3

Уменьшение расхода охладителя приводит к тому, что рабочий газ всё глубже проникает в полость и, в результате, перепад температур на бандаже статора существенно меняется в осевом направлении. Поэтому на рис. 3 представлены зависимости для трех различных осевых сечений.

Во-вторых, различие скоростей холодного и горячего потоков приводит к образованию в этой полости вихревого течения, структура которого зависит от величины расхода криогенного кислорода, что приводит к нелинейной зависимости температурного перепада на бандаже ротора от расхода охладителя (рис. 4 и 5). При уменьшении расхода охладителя градиент температур на бандаже ротора не стремится к нулю, поскольку в корпусе статора существуют дополнительные каналы с криогенным кислородом для охлаждения выхлопной системы турбины.

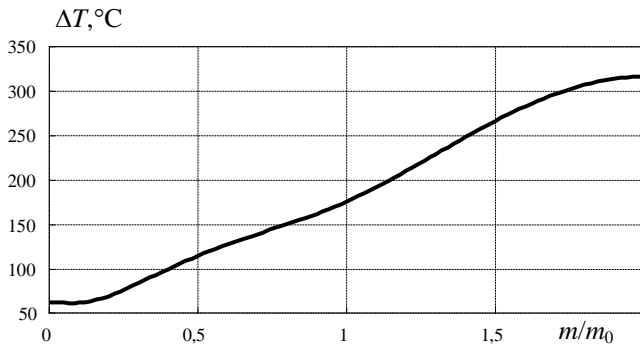


Рис. 4. Зависимость перепада температур на верхнем бандаже ротора от отношения расхода охладителя к его номинальному значению

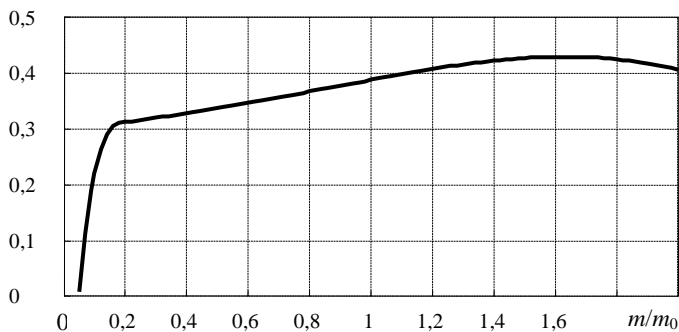


Рис. 5. Зависимость доли охладителя, проходящей через надбандажное уплотнение ротора, от относительного расхода охладителя

В предыдущей статье [1] было отмечено, что из-за перемешивания холодного и горячего газов часть охладителя проходит через зазор в лабиринтном уплотнении, а часть – через межлопаточные каналы рабочего колеса, что приводит к появлению областей с пониженной температурой на спинке рабочих лопаток. Изменение структуры вихрей в надбандажной полости резко изменяет соотношение между этими частями: при уменьшении расхода охладителя до 0,1 от номинального (рис. 5), почти

весь холодный кислород уходит в межлопаточные каналы, перепад температур на бандаже ротора достигает минимального значения и далее не меняется.

### **1.3. Влияние утечки криогенного кислорода через стояночное уплотнение**

Утечка охладителя через стояночное уплотнение приводит к температурным градиентам на диске рабочего колеса  $\sim 600^\circ\text{C}$  на номинальном режиме, на нижнем бандаже соплового аппарата  $\sim 200^\circ\text{C}$ .

Распределение температур в этой области на номинальном режиме работы турбины и линии тока охладителя показаны на рис. 6. Для наглядности при построении линий тока не учитывалась окружная скорость газа, которая существенно отлична от нуля только в тонком слое, прилегающем к диску рабочего колеса.

Вследствие того, что холодный кислород течёт вдоль диска рабочего колеса (рис. 6), перепад температур на диске слабо зависит от расхода охладителя и начинает существенно уменьшаться только при расходах порядка 0,1 от номинального (см. рис. 7).

Как только холодный газ подойдёт к зазору между бандажками статора и ротора, одна его часть сразу попадает в межлопаточные каналы ротора, а другая часть, смешиваясь с рабочим газом, попадает в пространство между корпусом статора и диском рабочего колеса, создавая градиент температур на нижнем бандаже соплового аппарата (см. рис. 8). Величина этого теплового перепада зависит от процесса смешения холодного и рабочего газов в вихре, образующемся в зазоре между бандажками статора и ротора.

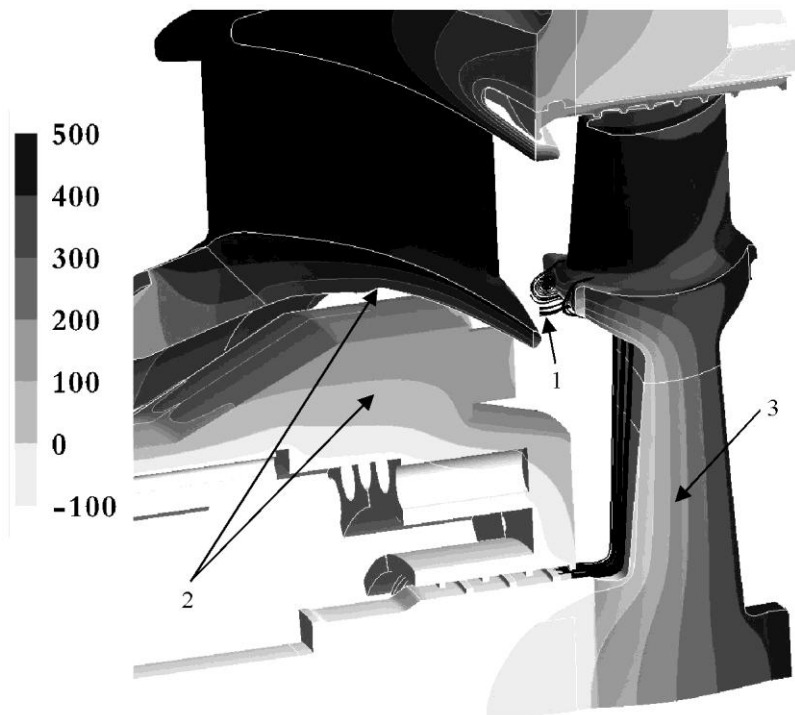


Рис. 6. Распределение температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ) в статоре и роторе и линии тока криогенного кислорода, проходящего через стояночное уплотнение: 1 – линии тока, 2 – статор, 3 – ротор

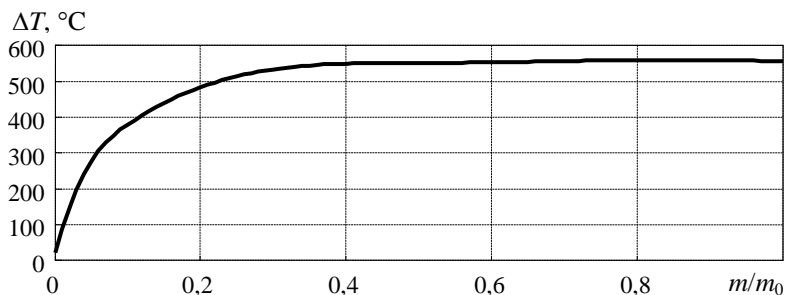


Рис. 7. Зависимость перепада температур на диске рабочего колеса от относительного расхода кислорода через стояночное уплотнение



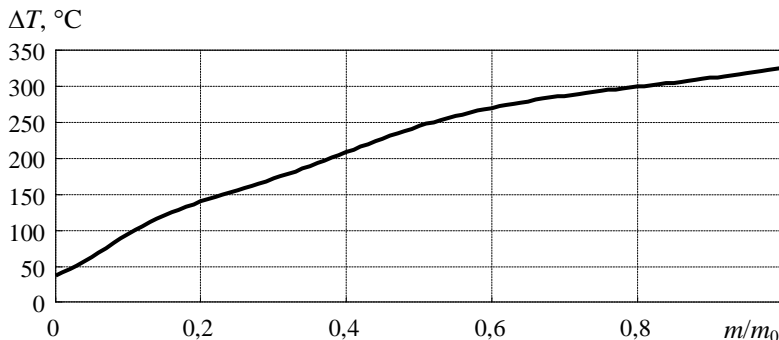


Рис. 8. Зависимость перепада температур на внутреннем бандже статора от относительного расхода кислорода через стояночное уплотнение

#### 1.4. Влияние холодного пристеночного слоя во входном патрубке турбины

Наличие холодного пристеночного слоя газа, поступающего на вход в турбину из газогенератора, приводит к дополнительным температурным неравномерностям в сопловых каналах, расположенных вблизи входного патрубка, и вызывает дополнительное нагружение лопаток рабочего колеса, связанное с колебаниями температуры на частоте вращения ротора.

В рамках данной модели, содержащей один сопловой и один рабочий каналы, нельзя точно рассчитать температуру газа на входе в сопловой аппарат. Для оценки воздействия холодного газогенераторного газа на тепловое состояние статора и рабочего колеса был проведен расчёт наиболее неблагоприятного варианта: на периферии входа в сопловой канал задавался расход холодного кислорода с температурой  $30\text{ }^\circ\text{C}$ , равный  $0,3\%$  от расхода рабочего тела через турбину.

На рис. 9 и 10 приведены распределения температуры по поверхности соплового и рабочего каналов, расположенных напротив входного патрубка турбины. Наличие холодного генераторного газа сказывается, в основном, на температуре газа около наружных банджей статора и ротора и на периферийной части сопловых лопаток. Перепад температур на бандже статора составляет около  $500\text{ }^\circ\text{C}$ , на бандже ротора – около  $300\text{ }^\circ\text{C}$ .

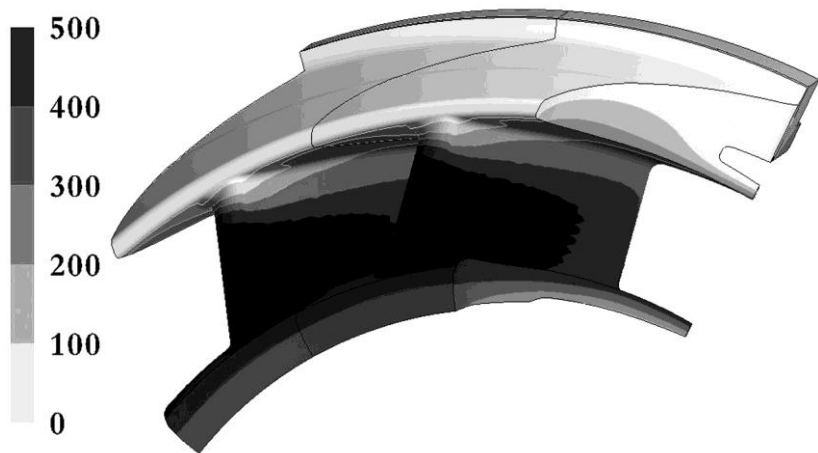


Рис. 9. Распределение температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ) в сопловом канале, расположенном вблизи входного патрубка

Поскольку расположение рабочих лопаток меняется по отношению к патрубку с частотой вращения ротора (около 280 Гц), с такой же частотой меняется температура газа возле каждой рабочей лопатки. Эти колебания температуры проникают вглубь материала лопатки с затуханием.

На рис. 11 представлено изменение по толщине у амплитуды колебаний температуры материала лопатки, отнесенной к амплитуде колебаний температуры газа  $\Delta T/\Delta T_r$  на поверхности лопатки. Излом кривой на рис. 11 соответствует толщине покрытия, нанесенного на лопатку.

Из приведенных результатов расчёта следует, что только при значительной амплитуде колебаний температуры газа (превышающей, например,  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) в поверхностном слое лопатки толщиной около  $0,1\text{ мм}$  (т.е. в покрытии) могут возникнуть достаточно заметные температурные колебания и соответствующие им напряжения.

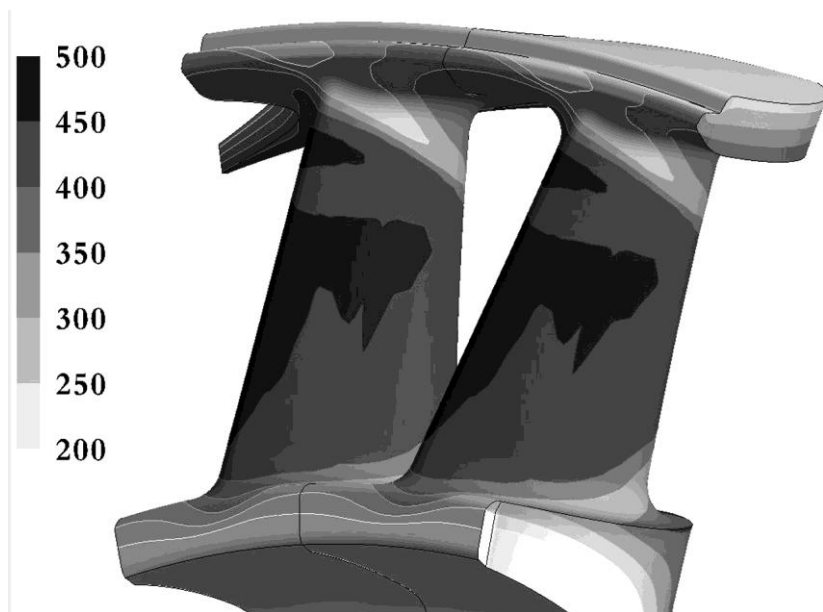


Рис. 10. Распределение температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ) в рабочем канале, расположенном напротив входного патрубка

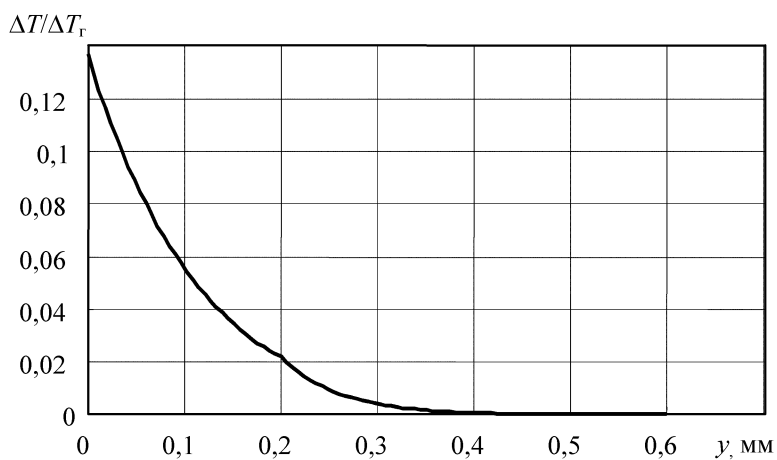


Рис. 11. Относительная амплитуда колебаний температуры ( $\Delta T / \Delta T_r$ ) по толщине рабочей лопатки  $y$

Таким образом, в результате газодинамических расчётов получены газодинамические и температурные нагрузки на элементы конструкции статора и ротора; на базе расчётов сделан ряд качественных и количественных оценок.

Показано, что продувка криогенным кислородом надбандажной полости и его утечка через уплотнения приводят к значительным градиентам температур на номинальном режиме работы турбины. Тепловые перепады на наружном бандаже сопловых лопаток (около 550 °С) и на диске рабочего колеса (около 600 °С) слабо зависят от величины этого расхода.

Температурные колебания на рабочем колесе турбины, порождаемые холодным пристеночным слоем газа на выходе из газогенератора, могут вызвать температурные колебания только в поверхностном слое рабочей лопатки.

## **2. Исследование трёхмерного напряжённо-деформированного состояния турбины**

### **2.1. Влияние вентиляции бандаж на напряжённо-деформированное состояние рабочего колеса турбины**

В связи с тем, что неравномерность температурного поля вносит существенный вклад в напряженное состояние, на основе тепловых расчётов были проведены исследования влияния расхода кислорода, подаваемого на охлаждение бандаж, на уровень напряжений на выходной кромке лопатки рабочего колеса турбины (РКТ).

Расчёты проведены по конечно-элементной модели (КЭМ) РКТ, описанной в [1]. Анализировалось напряженно-деформированное состояние РКТ от действия температурных и центробежных нагрузок, давления газа в упругопластической постановке при учёте влияния температуры на механические свойства

материала. Расчёт НДС РКТ на номинальном режиме работы при различных значениях расхода кислорода, подаваемого на охлаждение бандажа, проведён в стационарной постановке. На рис. 12 представлен график зависимости максимальных эквивалентных напряжений на периферии выходной кромки лопатки со стороны корытца от величины относительного расхода кислорода, подаваемого на охлаждение бандажа ( $\bar{Q} = Q/Q_{\text{ном}}$ ).

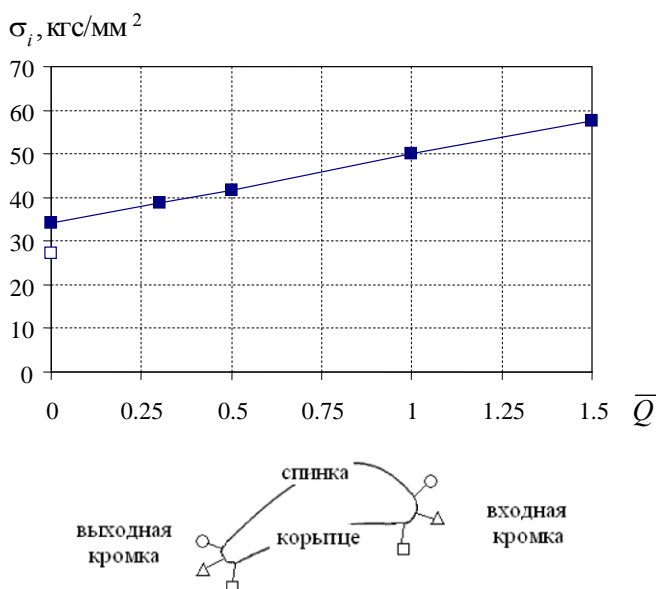


Рис. 12. Зависимость максимальных эквивалентных напряжений на периферии выходной кромки лопатки рабочего колеса от величины расхода кислорода на охлаждение бандажа:

- – номинальный расход через стояночное уплотнение;
- – нулевой расход через стояночное уплотнение и на охлаждение бандажа

Результаты расчёта НДС РКТ на номинальном режиме работы при нулевом расходе кислорода, подаваемого на охлажде-

ние бандажа, с учетом действующих центробежных, температурных (рис. 13, 14) и газовых нагрузок изображены на рис. 15 и 16. В табл. 1 представлены максимальные эквивалентные напряжения в отдельных элементах РКТ.

Для трех точек входной и выходной кромок (рис. 12) построены графики изменения эквивалентных и радиальных напряжений по высоте лопатки при нулевом расходе охладителя (рис. 17 – 20).

Таблица 1

Результаты расчёта НДС РКТ на номинальном режиме при различных значениях расхода кислорода, подаваемого на охлаждение бандажа

Относительный расход кислорода, подаваемого на охлаждение бандажа, $\bar{Q}$		0,0	0,3	0,5	1,0	1,5
Максимальные эквивалентные напряжения на диске, кгс/мм <sup>2</sup>		89,2	89,2	88,7	88,6	88,5
Максимальные эквивалентные напряжения на периферии выходной кромки лопатки, кгс/мм <sup>2</sup>		33,9	38,9	41,7	50,0	57,5
Максимальные эквивалентные напряжения на входной кромке лопатки, кгс/мм <sup>2</sup>	Периферия	63,9	65,4	66,5	61,5	66,6
	Корень	66,5	66,9	67,1	67,2	67,5

Как видно из табл. 1, с уменьшением расхода кислорода, подаваемого на охлаждение бандажа, максимальные эквивалентные напряжения на периферии выходной кромки уменьшаются с 50 кгс/мм<sup>2</sup>, при величине относительного расхода, равной 1, до 33,9 кгс/мм<sup>2</sup> при нулевом относительном расходе.

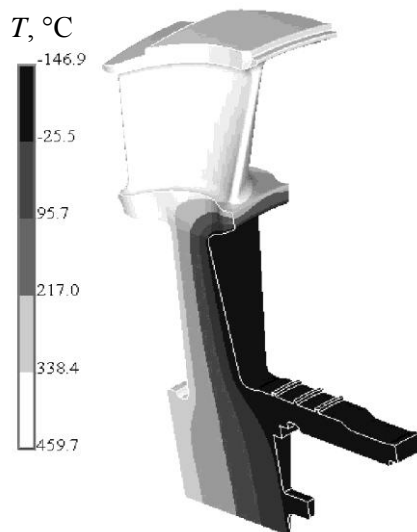


Рис. 13. Температурное поле в РКТ при нулевом расходе кислорода на охлаждение бандажа

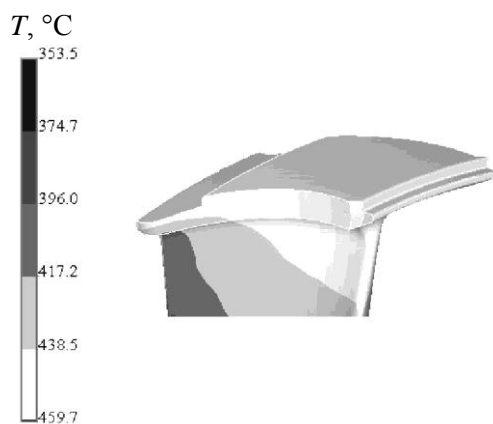


Рис. 14. Температурное поле в бандаже РКТ при нулевом расходе кислорода на охлаждение бандажа

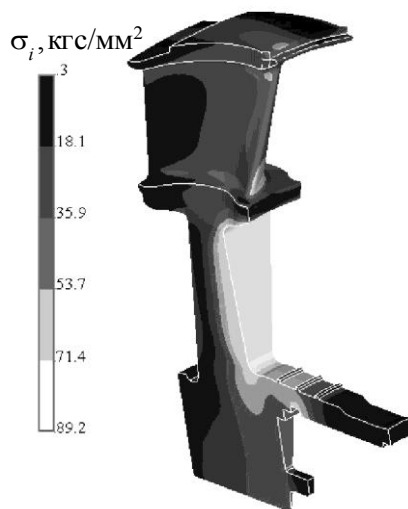


Рис. 15. Эквивалентные напряжения в РКТ при нулевом расходе кислорода на охлаждение бандажа

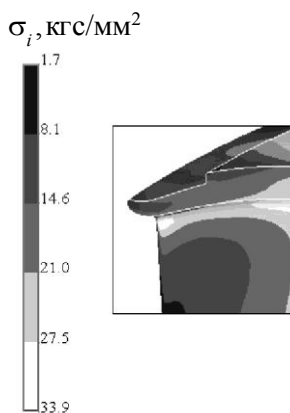


Рис. 16. Эквивалентные напряжения на периферии выходной кромки при нулевом расходе кислорода на охлаждение бандажа



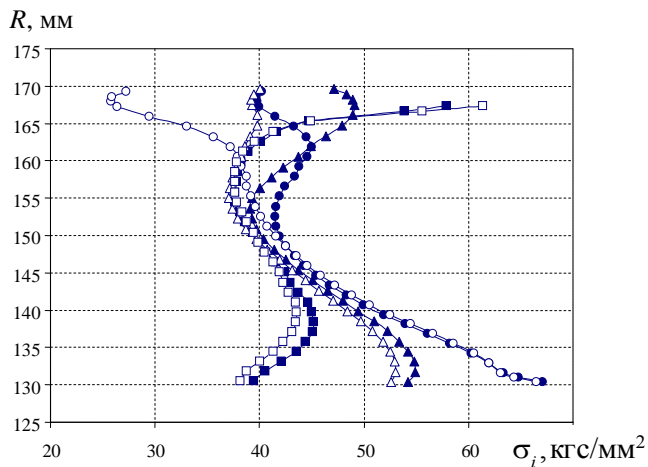


Рис. 17. Эквивалентные напряжения по высоте **входной** кромки лопатки:  
 ■ – номинальный расход кислорода на охлаждение бандажа;  
 □ – нулевой расход кислорода на охлаждение бандажа

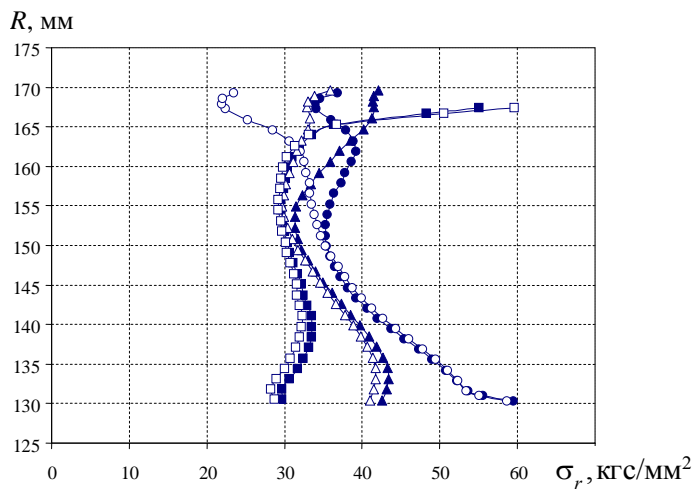


Рис. 18. Радиальные напряжения по высоте **входной** кромки лопатки:  
 ■ – номинальный расход кислорода на охлаждение бандажа;  
 □ – нулевой расход кислорода на охлаждение бандажа

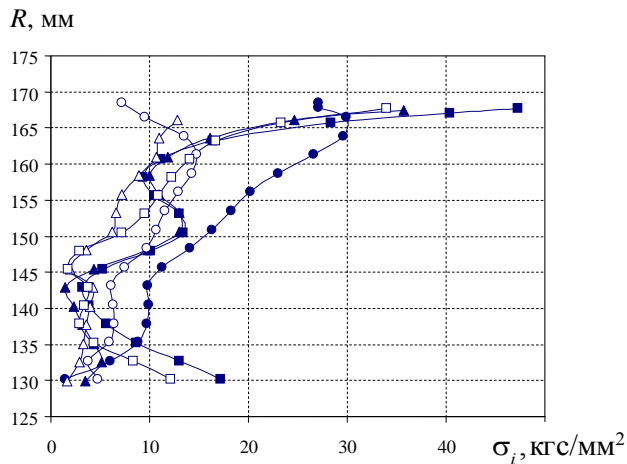


Рис. 19. Эквивалентные напряжения по высоте **выходной** кромки лопатки:  
 ■ – номинальный расход кислорода на охлаждение банджа;  
 □ – нулевой расход кислорода на охлаждение банджа

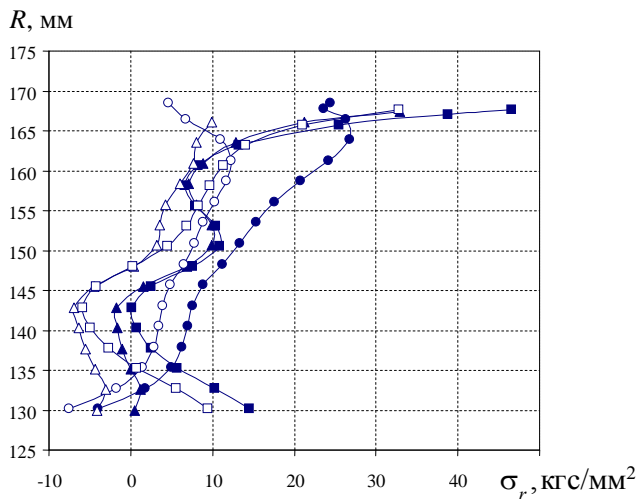


Рис. 20. Радиальные напряжения по высоте **выходной** кромки лопатки:  
 ■ – номинальный расход кислорода на охлаждение банджа,  
 □ – нулевой расход кислорода на охлаждение банджа

## 2.2. Влияние вентиляции бандажа на напряженно-деформированное состояние статора турбины

Оценка влияния расхода кислорода на охлаждение бандажа на НДС лопаток соплового аппарата (СА) подборки статора турбины проведена на КЭМ подборки статора турбины, представленной в работе [1].

По результатам работы [1] известно, что напряжения в лопатках СА, возникающие от действия на конструкцию температурного поля, существенно превышают напряжения, возникающие от действия на конструкцию газовых нагрузок. Поэтому оценка влияния расхода охладителя на НДС лопаток СА проведена без учёта газовых нагрузок.

На рис. 21–24 представлены значения эквивалентных и радиальных напряжений на периферии и в корне лопаток СА при отсутствии расхода кислорода на охлаждение бандажа. На графиках, здесь и далее, символами  $\square$ ,  $\circ$  и  $\Delta$  обозначены напряжения, возникающие на кромках лопатки со стороны корытца, спинки и центра, соответственно (рис. 12).

Как видно из приведенных результатов, при нулевом расходе кислорода на охлаждение бандажа, когда достигается нулевой перепад температуры на верхнем бандаже ( $\Delta T_{\text{пер}} = 0$  °C), радиальные растягивающие напряжения на периферии лопаток СА меньше по сравнению с напряжениями, возникающими при номинальном расходе кислорода [1].

Также был проведён расчёт НДС подборки статора турбины в нелинейной постановке с учётом действия температурного поля при нулевом расходе на охлаждение бандажа и газовых нагрузок. Результаты расчёта показали, что происходит снижение напряжений и пластических деформаций на периферии выходных кромок лопаток СА (рис. 42–44, табл. 4). При нулевом расходе кислорода на охлаждение бандажа пластические деформации составили 0,504 % вместо 0,66 % при номинальном расходе кислорода.

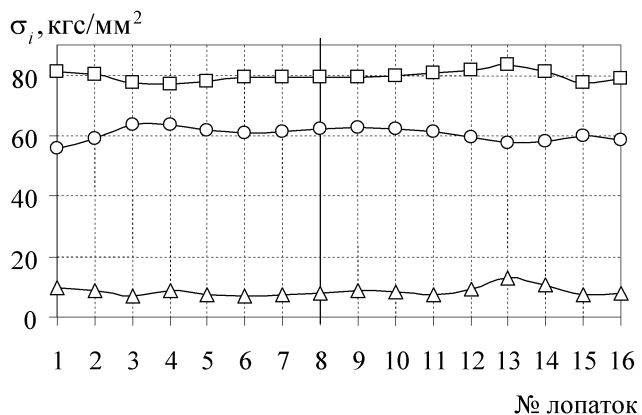


Рис. 21. Эквивалентные напряжения на периферии выходных кромок лопаток статора турбины с нулевым расходом охладителя над бандажом

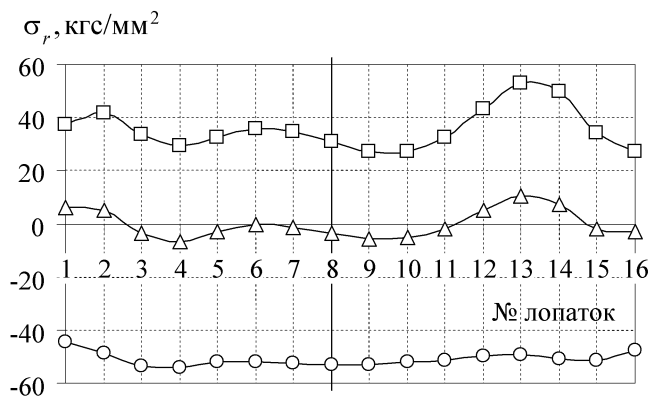


Рис. 22. Радиальные напряжения на периферии выходных кромок лопаток статора турбины с нулевым расходом охладителя над бандажом

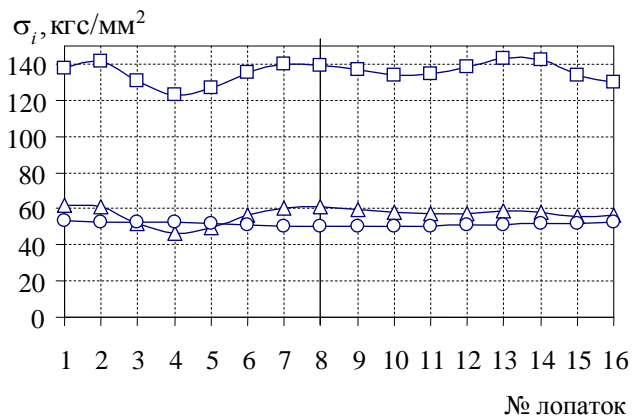


Рис. 23. Эквивалентные напряжения у корня выходных кромок лопаток статора турбины с нулевым расходом охладителя над бандажом

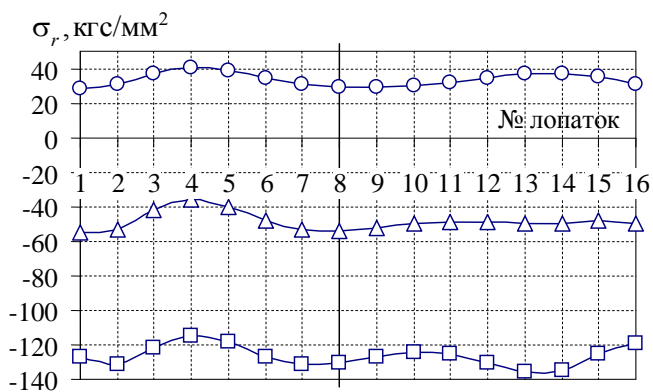


Рис. 24. Радиальные напряжения у корня выходных кромок лопаток статора турбины с нулевым расходом охладителя над бандажом

### **2.3. Влияние утечки криогенного кислорода через стояночное уплотнение на напряженно-деформированное состояние рабочего колеса турбины**

Аналогично исследованиям по определению влияния величины расхода кислорода, подаваемого на охлаждение бандажа, на НДС РКТ, были проведены расчёты по определению влияния расхода охладителя через стояночное уплотнение.

С учетом графика зависимости перепада температур на диске рабочего колеса от относительного расхода кислорода через стояночное уплотнение (рис. 7) был рассмотрен (кроме номинального) вариант с нулевым расходом (рис. 25). Результаты расчёта НДС РКТ при нулевом расходе охладителя через стояночное уплотнение с учётом действующих центробежных, температурных и газовых нагрузок представлены на рис. 26 и 27. В табл. 2 представлены максимальные эквивалентные напряжения в отдельных элементах РКТ при нулевом и номинальном расходе охладителя через стояночное уплотнение.

При различных значениях расхода охладителя через стояночное уплотнение для трех точек входной и выходной кромок лопаток РКТ построены графики изменения эквивалентных и радиальных напряжений по высоте (рис. 28 – 31).

Как видно из представленных результатов, при нулевом расходе охладителя через стояночное уплотнение напряжения на периферии выходной кромки уменьшаются с 50 до 47,5 кгс/мм<sup>2</sup>, на периферии входной кромки уменьшаются с 61,5 до 31,8 кгс/мм<sup>2</sup>.

Таблица 2

Результаты расчёта НДС на номинальном режиме  
при различных значениях расхода охладителя  
через стояночное уплотнение

Относительный расход охладителя через стояночное уплотнение	1,0	0
Максимальные эквивалентные напряжения на диске, кгс/мм <sup>2</sup>	88,6	87,4
Максимальные эквивалентные напряжения на периферии выходной кромки лопатки, кгс/мм <sup>2</sup>	50,0	47,5
Максимальные эквивалентные напряжения на периферии входной кромки лопатки, кгс/мм <sup>2</sup>	61,5	31,8

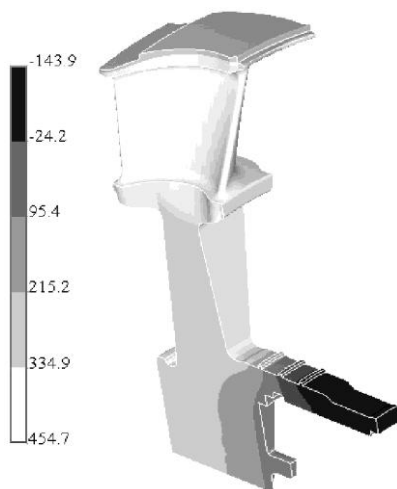


Рис. 25. Температурное поле РКТ (°C) с нулевым расходом охладителя  
через стояночное уплотнение

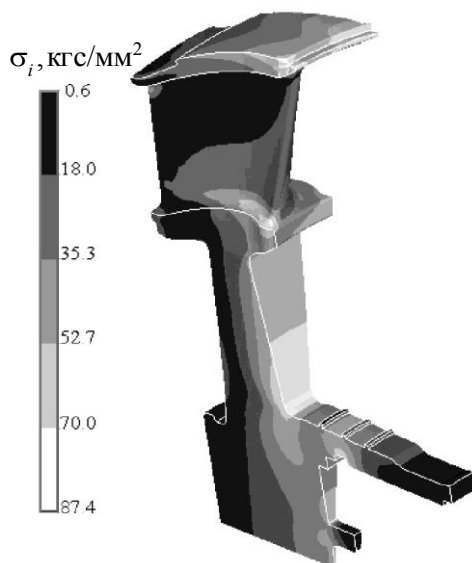


Рис. 26. Эквивалентные напряжения в РКТ при нулевом расходе охладителя через стояночное уплотнение

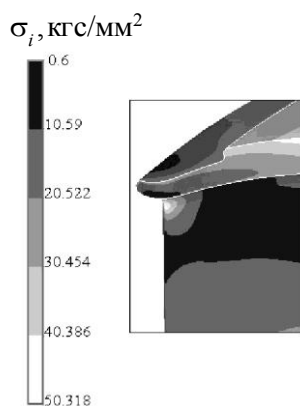


Рис. 27. Эквивалентные напряжения в лопатке РКТ при нулевом расходе охладителя через стояночное уплотнение



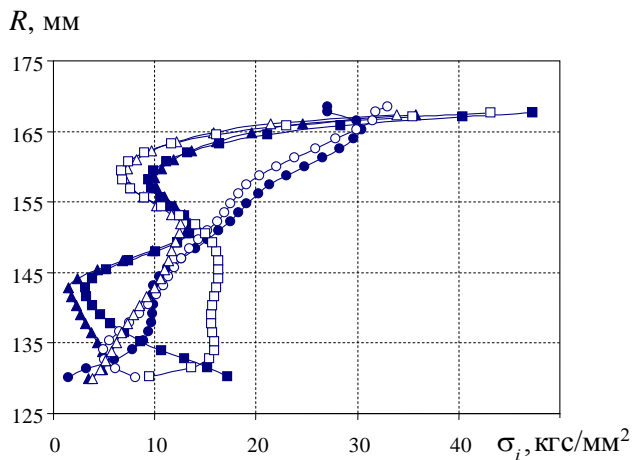


Рис. 28. Эквивалентные напряжения по **выходной** кромке лопатки:  
 ■ — номинальный расход охладителя через стояночное уплотнение;  
 □ — нулевой расход охладителя через стояночное уплотнение

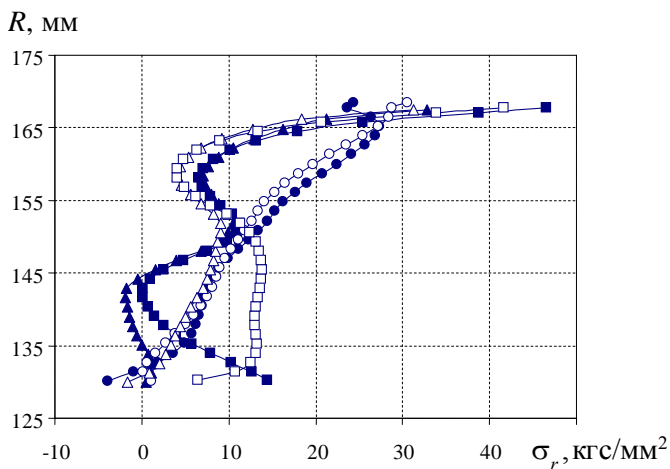


Рис. 29. Радиальные напряжения по **выходной** кромке лопатки:  
 ■ — номинальный расход охладителя через стояночное уплотнение;  
 □ — нулевой расход охладителя через стояночное уплотнение

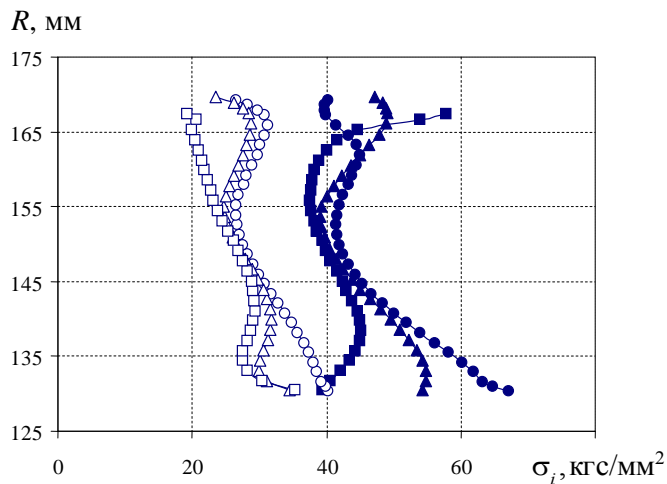


Рис. 30. Эквивалентные напряжения по **входной** кромке лопатки:  
 ■ – номинальный расход охладителя через стояночное уплотнение;  
 □ – нулевой расход охладителя через стояночное уплотнение

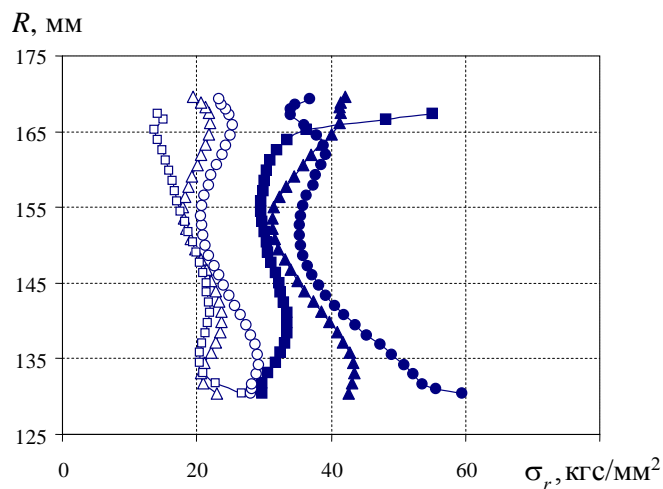


Рис. 31. Радиальные напряжения по **входной** кромке лопатки:  
 ■ – номинальный расход охладителя через стояночное уплотнение;  
 □ – нулевой расход охладителя через стояночное уплотнение

## **2.4. Влияние утечки криогенного кислорода через стояночное уплотнение на напряженно-деформированное состояние лопаток соплового аппарата**

При определении влияния расхода охладителя через стояночное уплотнение на НДС лопаток СА был рассмотрен вариант с нулевым расходом, когда на нижнем бандаже лопаток СА реализуется условие нулевого градиента температур ( $\Delta T_{\text{кор}} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

Результаты расчёта, полученные с учётом действия только температурного поля, представлены на рис. 32–35 в виде графиков напряжений по кромкам лопаток СА со стороны спинки, корытца и центра для каждой лопатки подборки статора турбины.

Как видно из графиков, радиальные растягивающие напряжения, возникающие на периферии выходных кромок лопаток СА, снижаются по сравнению с радиальными напряжениями при номинальном расходе охладителя [1].

Проведенный в нелинейной постановке расчёт НДС от действия температурного поля при нулевом перепаде на нижнем бандаже и газовых нагрузок, показывает снижение напряжений и пластических деформаций на периферии выходной кромки СА (рис. 42–44). При нулевом градиенте температуры по нижнему бандажу пластические деформации достигают значения 0,57% вместо 0,66% в случае температурного поля для номинального расхода.

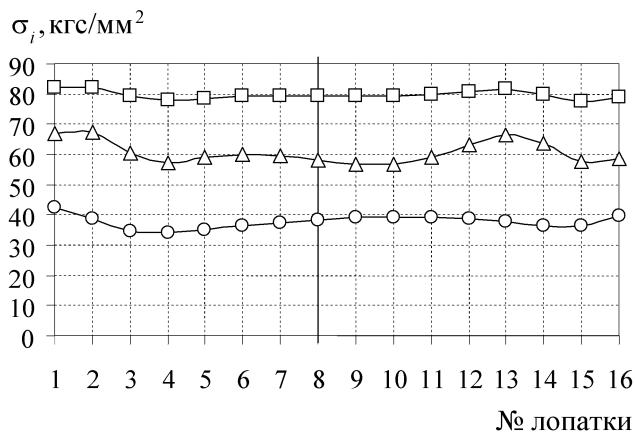


Рис. 32. Эквивалентные напряжения на периферии выходных кромок лопаток статора турбины при нулевом расходе охладителя через стояночное уплотнение

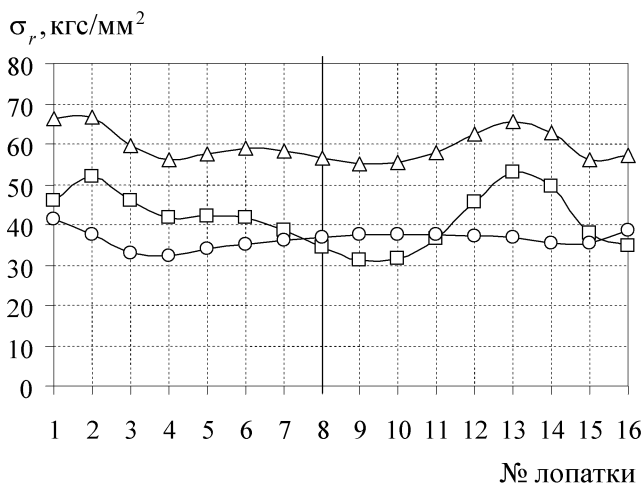


Рис. 33. Радиальные напряжения на периферии выходных кромок лопаток статора турбины при нулевом расходе охладителя через стояночное уплотнение

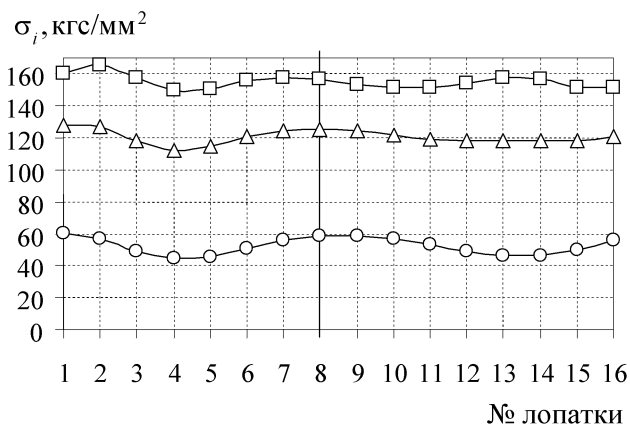


Рис. 34. Эквивалентные напряжения у корня выходных кромок лопаток статора турбины при нулевом расходе охладителя через стояночное уплотнение

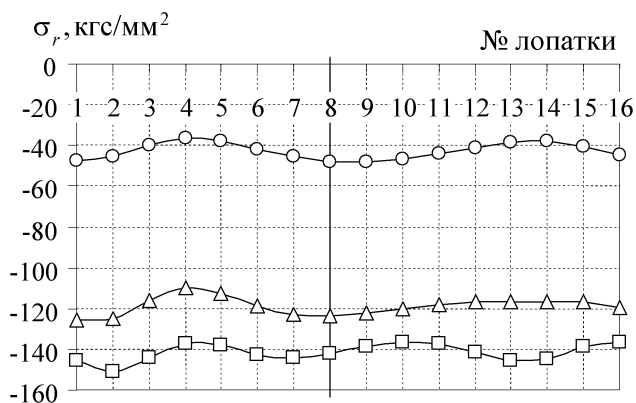


Рис. 35. Радиальные напряжения у корня выходных кромок лопаток статора турбины при нулевом расходе охладителя через стояночное уплотнение

## 2.5. Оценка напряжённно-деформированного состояния рабочего колеса турбины при нулевых расходах кислорода на охлаждение бандажа и через стояночное уплотнение

Результаты оценки совместного влияния расходов кислорода на охлаждение бандажа и через стояночное уплотнение на НДС РКТ представлены на рис. 36–39 в виде графиков изменения радиальных и эквивалентных напряжений по высоте входной и выходной кромок лопатки.

Максимальные значения напряжений в РКТ при номинальных и нулевых значениях расходов охладителя представлены в табл. 3.

Как видно из результатов расчёта, отсутствие расходов охладителя приводит к уменьшению напряжений на выходной (с 50,0 до 29,4 кгс/мм<sup>2</sup>) и входной кромках (с 61,5 до 23,3 кгс/мм<sup>2</sup>) лопатки.

Таблица 3

Относительный расход кислорода через стояночное уплотнение и на охлаждение бандажа	1/1	0/0
Максимальные эквивалентные напряжения на диске, кгс/мм <sup>2</sup>	88,6	87,6
Максимальные эквивалентные напряжения на периферии выходной кромки лопатки, кгс/мм <sup>2</sup>	50,0	29,4
Максимальные эквивалентные напряжения на периферии входной кромки лопатки, кгс/мм <sup>2</sup>	61,5	23,3

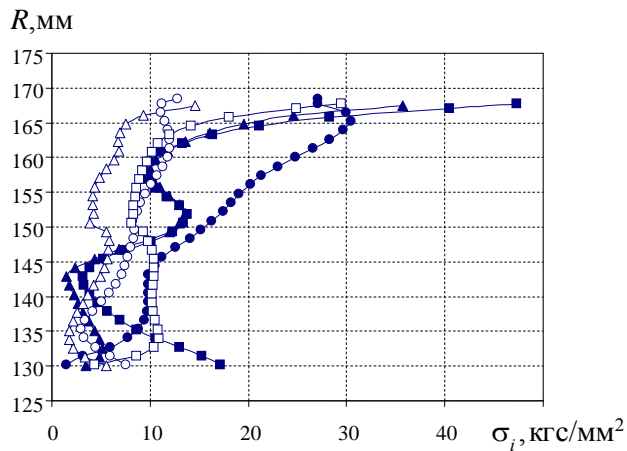


Рис. 36. Эквивалентные напряжения по высоте **выходной** кромки лопатки:  
 ■ – номинальные расходы охладителя;  
 □ – нулевые расходы охладителя

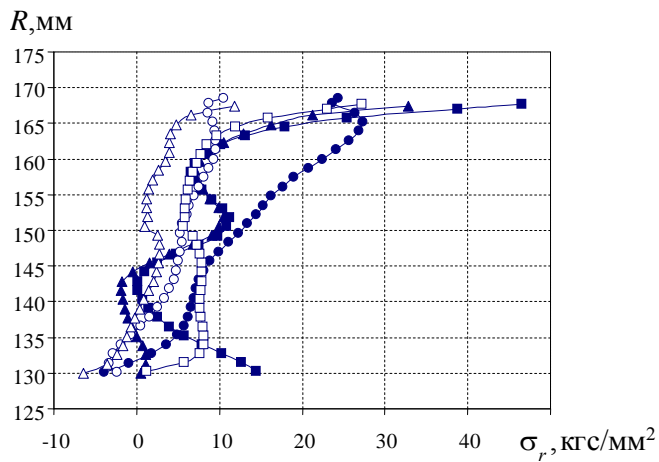


Рис. 37. Радиальные напряжения по высоте **выходной** кромки лопатки:  
 ■ – номинальные расходы охладителя,  
 □ – нулевые расходы охладителя

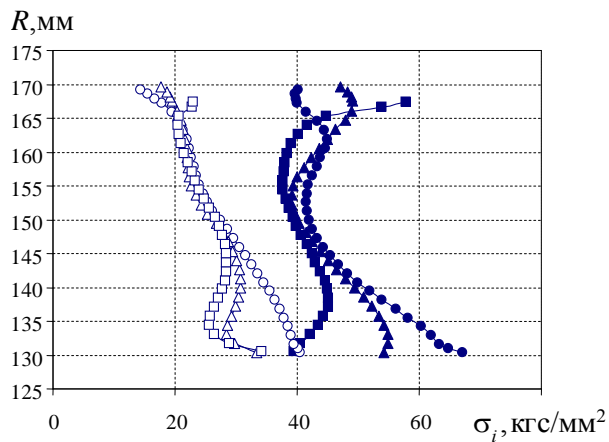


Рис. 38. Эквивалентные напряжения по высоте **входной** кромки лопатки:  
 ■ – номинальные расходы охладителя;  
 □ – нулевые расходы охладителя

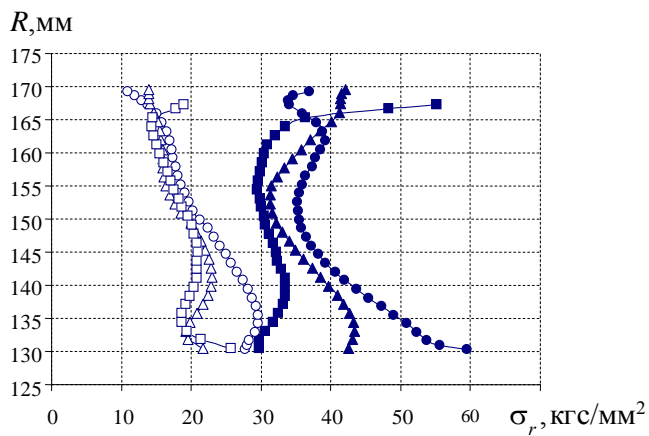


Рис. 39. Радиальные напряжения по высоте **входной** кромки лопатки:  
 ■ – номинальные расходы охладителя;  
 □ – нулевые расходы охладителя



## 2.6. Напряжённо-деформированное состояние статора турбины при нулевых расходах кислорода на охлаждение бандажа и через стояночное уплотнение

При отсутствии расходов кислорода на охлаждение бандажа и в полость стояночного уплотнения наблюдается значительное снижение напряженного состояния выходной кромки лопаток СА.

Результаты расчёта НДС лопаток соплового аппарата в нелинейной постановке для различных перепадов температуры на верхнем и нижнем бандаже приведены на рис. 42–44 и в табл. 4. На рис. 40 и 41 представлены эквивалентные напряжения, возникающие на выходных кромках лопаток СА от действия температурного поля и давления.

При нулевых перепадах температуры на верхнем и нижнем бандажах лопаток СА пластические деформации достигают величины 0,41% вместо 0,66% в случае номинального перепада температуры (рис. 44).

Таблица 4

Результаты расчёта НДС по периферии выходной кромки лопатки в зависимости от расхода охладителя

	$\Delta T_{\text{пер}}/\Delta T_{\text{кор}}$			
	600/200	600/0	0/200	0/0
Максимальные эквивалентные напряжения, кгс/мм <sup>2</sup>	63,23	63,17	62,23	61,12
Максимальные радиальные напряжения, кгс/мм <sup>2</sup>	56,9	55,2	52,2	49
Максимальные пластические деформации, %	0,66	0,57	0,504	0,41

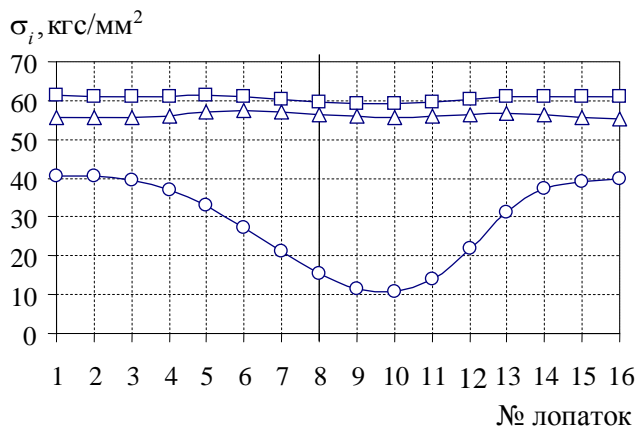


Рис. 40. Эквивалентные напряжения на периферии выходных кромок лопаток статора турбины при нулевых расходах охладителя

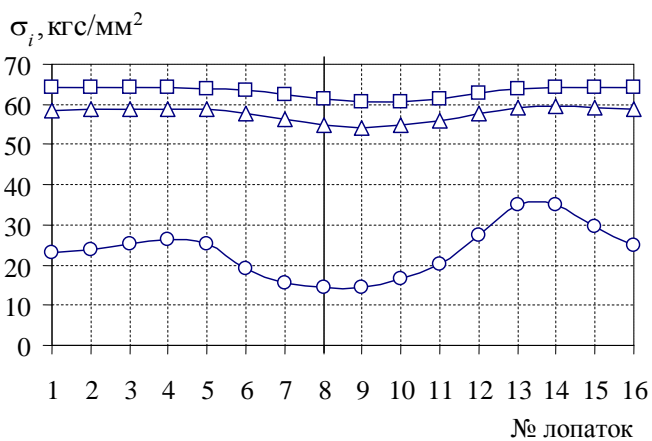


Рис. 41. Эквивалентные напряжения у корня выходных кромок лопаток статора турбины при нулевых расходах охладителя

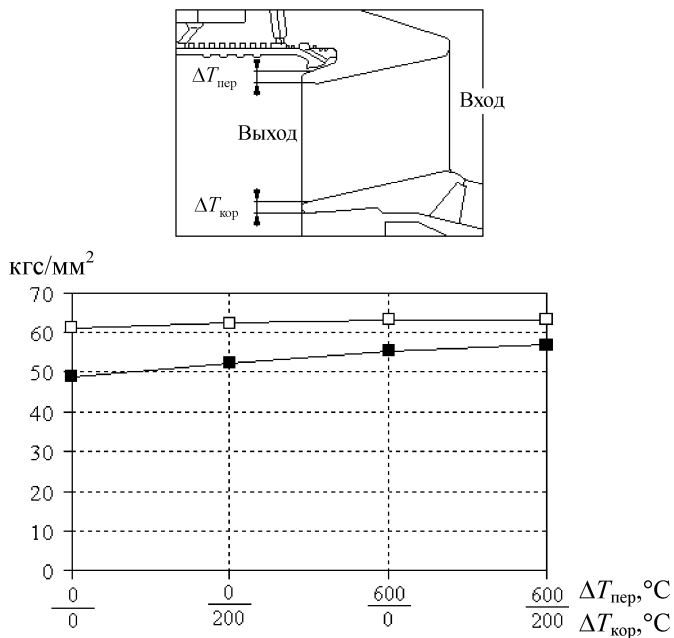


Рис. 42. Зависимость напряжения на периферии выходной кромки лопатки со стороны корытца от перепада температуры на бандажах:  
 ■ – радиальные напряжения; □ – эквивалентные напряжения

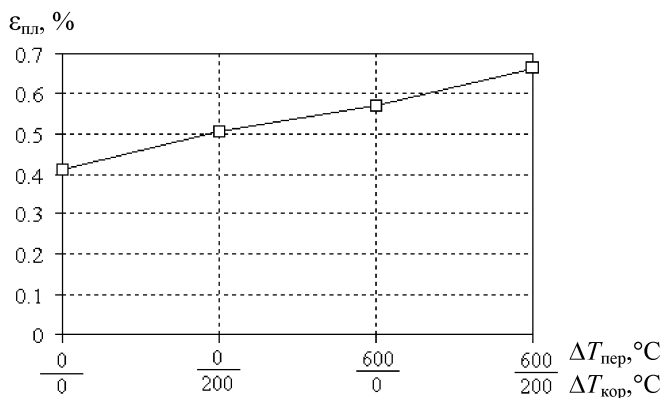


Рис. 43. Зависимость величины пластических деформаций на периферии выходной кромки лопатки со стороны корытца от перепада температуры на бандажах

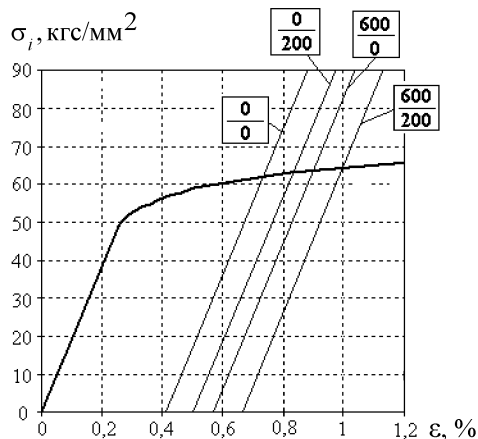


Рис. 44. Зависимость эквивалентных напряжений и суммарных деформаций на периферии выходной кромки лопатки со стороны корытца от отнositельного перепада температуры на бандажах (см. рис. 42 и 43)

## Выводы

1. На основе численного решения задачи сопряженного теплообмена трёхмерного стационарного турбулентного вязкого теплопроводного газа с элементами турбины проведено исследование влияния различных источников появления криогенного кислорода в трактах турбины на её тепловое состояние. Результатами расчёта являются газодинамические и температурные нагрузки на элементы конструкции статора и ротора. На базе расчётов сделан ряд качественных и количественных оценок.

2. Показано, что продувка криогенным кислородом надбандажной полости и расход-утечка через уплотнения приводят к градиентам температур на номинальном режиме работы турбины, увеличивающим напряжённое состояние её элементов.

3. Температурные колебания на рабочем колесе турбины, порождаемые холодным пристеночным слоем газа на выходе из газогенератора, могут вызвать температурные колебания только в поверхностном слое рабочей лопатки.

4. Для заданных механических характеристик используемых в конструкции материалов проведены в линейной постановке расчёты НДС подсорборки статора турбины от газодинами-

ческих сил и температурной нагрузки, а также от всех нагрузок – в нелинейной постановке.

5. Значительное влияние на НДС оказывает распределение температурного поля. Исследовано влияние расходов кислорода, подаваемого на охлаждение бандажа и через стояночное уплотнение, на напряжения в РКТ.

6. Проведены расчёты НДС под сборки статора турбины для различных температурных состояний:

- при нулевом перепаде температуры на верхнем бандаже сопловой лопатки;
- при нулевом перепаде температуры на нижнем бандаже сопловой лопатки;
- при нулевом перепаде температуры на нижнем и верхнем бандажах сопловой лопатки.

7. Показано, что при уменьшении расходов кислорода, подаваемых на охлаждение бандажа и через стояночное уплотнение, уровень напряжений на периферии выходной кромки лопатки рабочего колеса турбины понижается с  $50 \text{ кгс/мм}^2$  (номинальные расходы) до  $29,4 \text{ кгс/мм}^2$  (нулевые расходы), на периферии входной кромки – с  $61,6 \text{ кгс/мм}^2$  (номинальные расходы) до  $23,3 \text{ кгс/мм}^2$  (нулевые расходы).

8. Расчётами подтверждается, что при нулевых перепадах температур на верхнем и нижнем бандажах напряжения в сопловых лопатках понижаются с  $63,23 \text{ кгс/мм}^2$  (номинальные расходы) до  $61,12 \text{ кгс/мм}^2$  (нулевые расходы), а пластические деформации снижаются с  $0,66 \%$  (номинальные расходы) до  $0,41 \%$  (нулевые расходы).

**Таким образом, для снижения напряжений в различных узлах турбины следует существенно уменьшать расходы охлаждающего криогенного кислорода.**

## Литература

1. Чванов В.К. и др. Многодисциплинарное исследование одноступенчатой околозвуковой турбины ЖРД (часть 1) // Труды НПО Энергомаш. М., 2006. №24. С. 4–68.
2. Киселёв А.С. О неустойчивости течения газа во входном коллекторе турбины // Труды НПО Энергомаш. М., 2007. №25. С. 99–117.

Поступила 23.07.2007 г.