

Д.т.н. Матвеев В.Н., к.т.н. Батурич О.В., Попов Г.М., Колмакова Д.А.,

Кривцов А.В., Шкловец А.О.

*Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика
С.П. Королева (национальный исследовательский университет), Российская*

Федерация

ПРОЧНОСТНОЕ И ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТУРБИНЫ ТУРБОКОМПРЕССОРА ТК-32 С ПОМОЩЬЮ СОВРЕМЕННЫХ CAE-СИСТЕМ

В настоящее время современное двигателестроение идет по пути повышения мощности двигателей без существенного увеличения массы и габаритов конструкции, а также существенного ее изменения. В конструкции двигателей внутреннего сгорания для этих целей все чаще используются агрегаты наддува.

Объектом исследования в настоящей работе является турбина турбокомпрессора ТК-32. Цель работы – усовершенствование конструкции турбины, существующего агрегата наддува, таким образом, чтобы он был способен работать на повышенных режимах, без существенного снижения коэффициента запаса прочности и КПД.

На первом этапе был проведен газодинамический анализ рабочего процесса в ступени турбины турбокомпрессора ТК-32 и расчет напряженно деформированного состояния ее рабочей лопатки в базовом исполнении на номинальном ($n=25500$ об/мин) и повышенном ($n=28000$ об/мин) режимах работы.

Для исследования газодинамических характеристик существующей осевой турбины турбокомпрессора ТК-32 в программе Ansys CFX была разработана трехмерная расчетная модель потока в ступени турбины, включающая в себя зону течения вокруг лопатки СА, зону течения вокруг лопатки РК и зону свободного потока на выходе из турбины. Для сокращения требуемых ресурсов компьютера и времени расчета модели потока в СА и РК содержат только по

одному межлопаточному каналу. Поэтому на боковых границах расчетной области были установлены граничные условия периодичности (рис. 1).

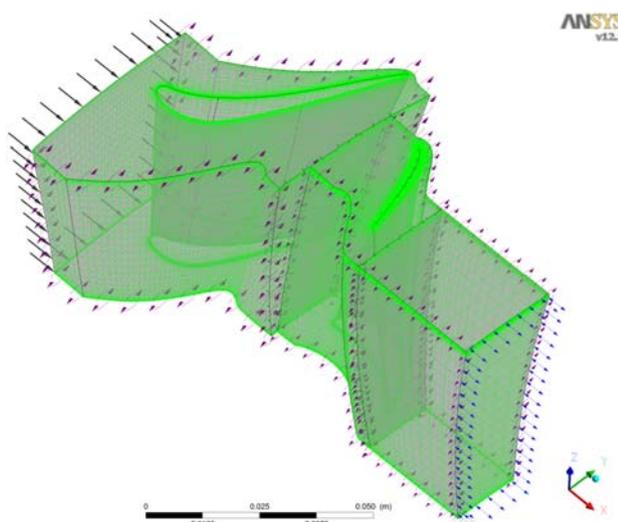


Рис. 1. Расчетная модель потока в турбине турбокомпрессора ТК-32 с граничными условиями

В результате проведенного расчета были получены полные картины течения потока во всей расчетной области. Анализ структуры потока в межлопаточных каналах базовой турбины не выявил зон отрывов потока и других зон с неблагоприятной структурой потока. Для иллюстрации на рис. 2 и 3 приведены поля распределения некоторых параметров потока при работе турбины на номинальном режиме.

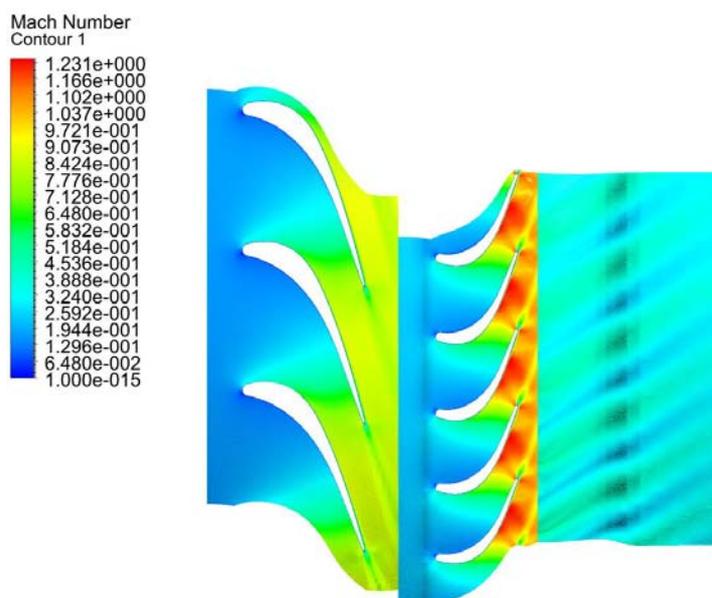


Рис. 2. Поля распределения числа Маха M (в РК – M_w) в среднем сечении исходного варианта

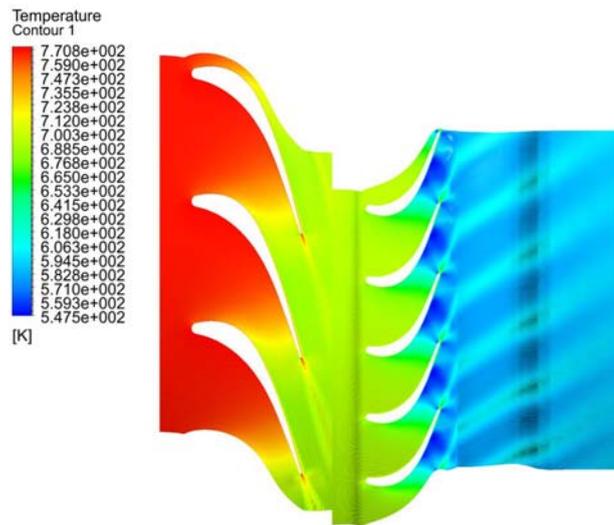


Рис. 3. Поля распределения статической температуры T в среднем сечении исходного варианта

Математическая модель для расчета на прочность содержит полное рабочее колесо, состоящее из диска, замкового соединения и пера лопатки. Поскольку расчетная модель обладает циклической симметрией, то при проведении исследований моделировался только сектор, содержащий одну лопатку. На его боковых поверхностях устанавливалось периодическое граничное условие (рис. 4).

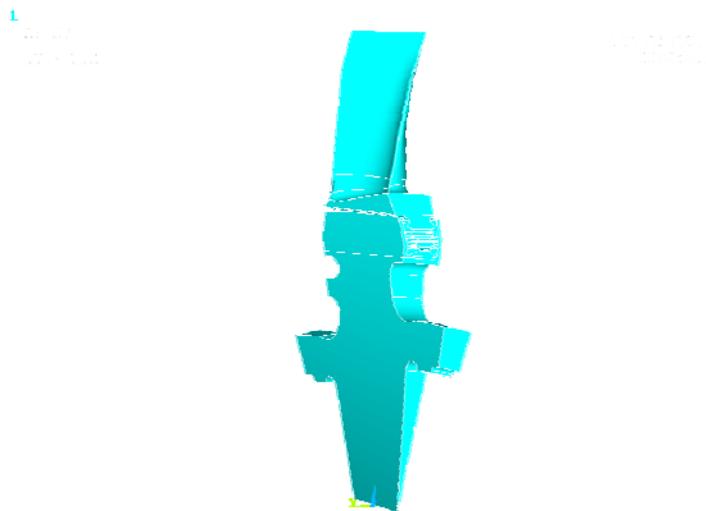


Рис. 4. Модель для прочностного расчета рабочего колеса исходного варианта турбины турбокомпрессора ТК-32

Созданная расчетная модель нагружалась центробежными силами, для чего задавалась частота вращения ротора $n=25500$ об/мин на номинальном

режиме и $n=28000$ об/мин на повышенном, и газовыми силами, величина которых была вычислена ранее в газодинамическом расчете.

Проведенный анализ показал, что при частоте вращения ротора 28000 об/мин на пере рабочей лопатки турбины имеется область повышенных напряжений, которые превышают допустимые. Она находится на уровне $2/3$ от корня лопатки (рис. 5). Максимальная величина эквивалентных напряжений составляет 600 МПа, что соответствует коэффициенту запаса прочности 1,25. Данная величина ниже допустимых значений (допускаемая величина 1,3). Кроме того, было выявлено наличие пластических деформаций в замковой части диска и лопатки.

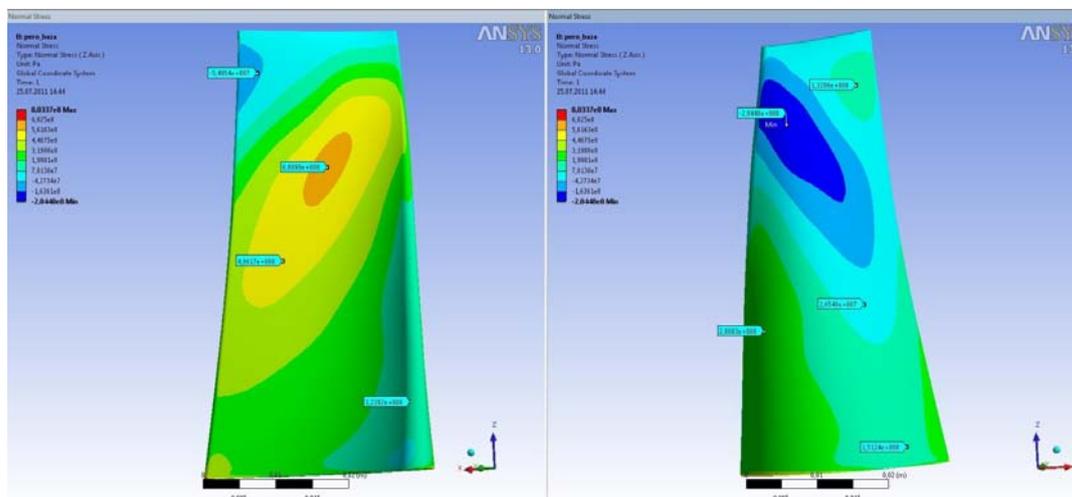


Рис. 5. Картина нормальных напряжений на пере базовой рабочей лопатки на повышенном режиме (слева корытце, справа – спинка)

Для снижения уровня напряжений были выполнены выносы трех периферийных сечений в окружном направлении в сторону спинки. Для поиска рациональной конфигурации выносов было проведено расчетное исследование влияния значения смещения периферийных сечений в окружном направлении на значение максимальных напряжений в пере лопатки. В результате был найден вариант, позволяющий снизить максимальные напряжения на повышенном режиме до 506,8 Мпа, что соответствует коэффициенту запаса 1.49. Следует отметить, что полученная величина коэффициента запаса на повышенном режиме не превышает значение коэффициента запаса исходного варианта на номинальном режиме.

Для устранения пластических деформаций в замковом соединении был выбран другой типоразмер замка елочного типа, что потребовало сокращения числа лопаток с 49 до 43.

Течение рабочего тела в турбине, модернизированной в соответствии с полученными рекомендациями, было исследовано в программном комплексе Ansys CFX. Расчет показал, что КПД улучшенного варианта увеличивается более чем на 1% по сравнению с исходным значением (рисунок 7).

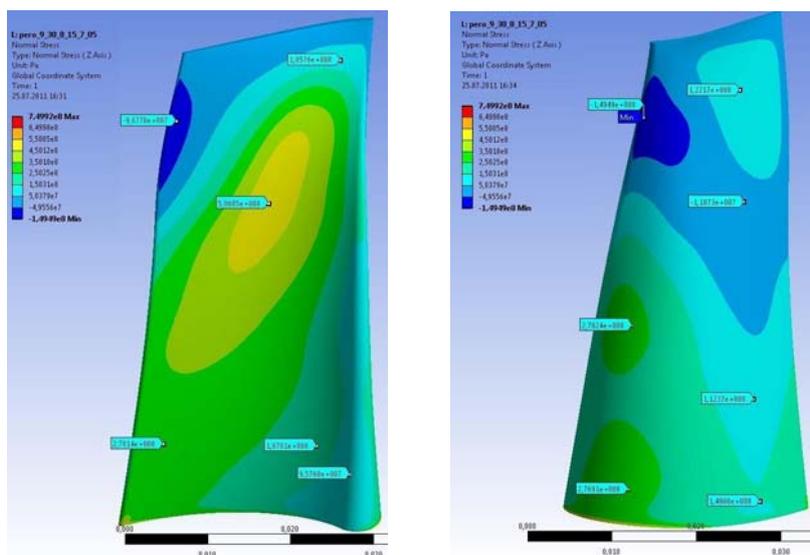


Рисунок 6. Картина нормальных напряжений на пере лопатки с применением выносов (слева корытце, справа – спинка)

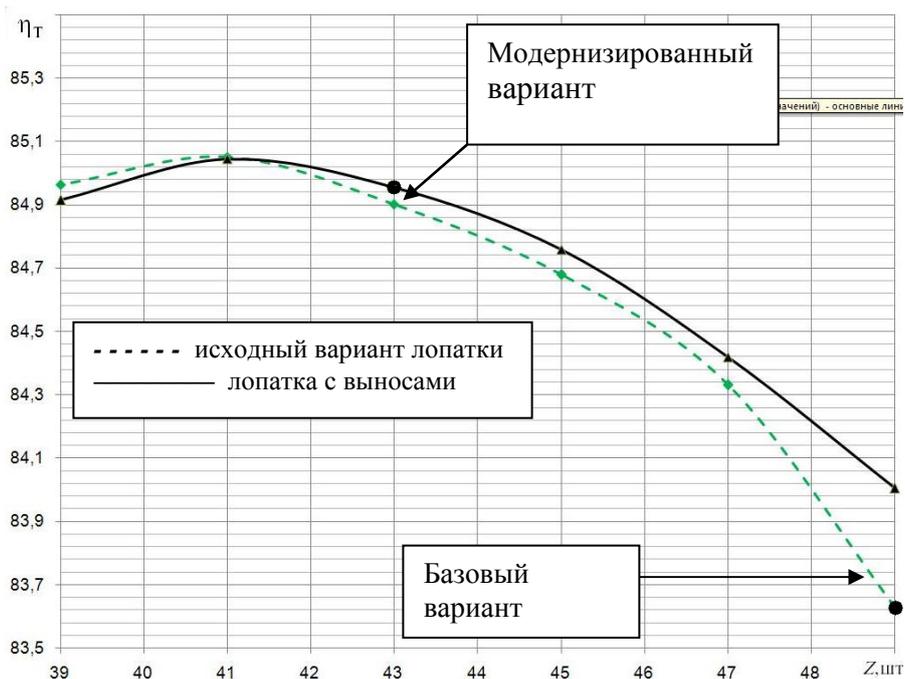


Рис. 7. Влияние числа лопаток на величину КПД базового и модернизированного вариантов турбин турбокомпрессора ТК-32

Также был предложен альтернативный вариант исполнения турбины, оптимизированный для работы на необходимом режиме, обладающий достаточными коэффициентами запаса на всех режимах и имеющий КПД не ниже чем у базового варианта.

Исследование газодинамических и прочностных свойств были проведены по аналогичным алгоритмам, что были применены для базового варианта турбины. Внешний вид рабочей лопатки альтернативного варианта турбины приведен на рисунке 8. Картины распределения некоторых параметров потока в каналах альтернативного варианта турбины приведены на рис. 9 и 10.

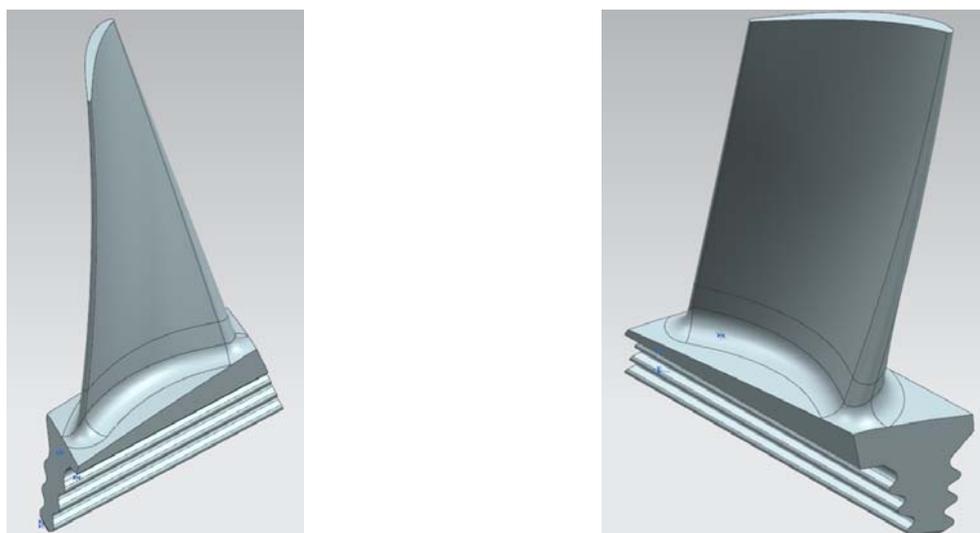


Рис. 8. Внешний вид альтернативного варианта рабочей лопатки

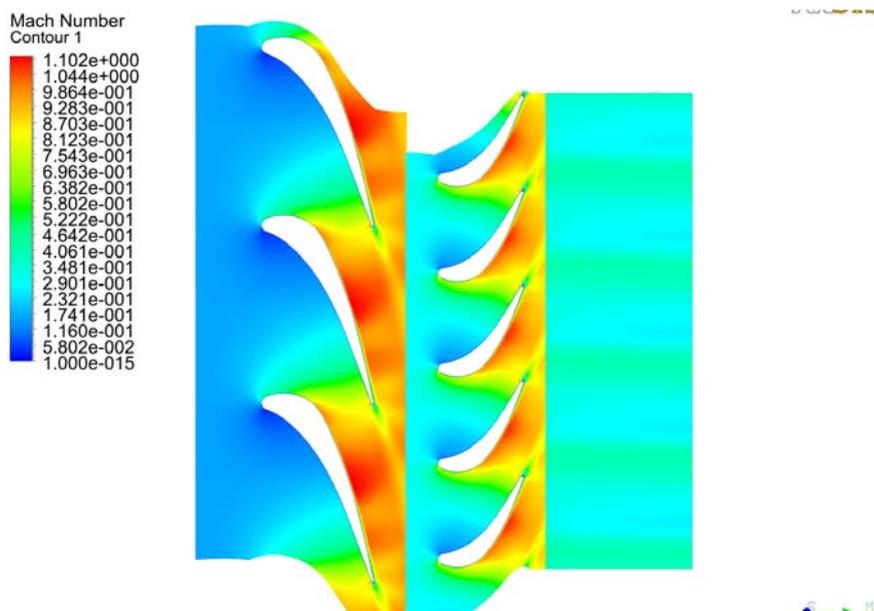


Рис. 9. Поля распределения числа Маха M (в РК – M_w) в среднем сечении альтернативного варианта турбины

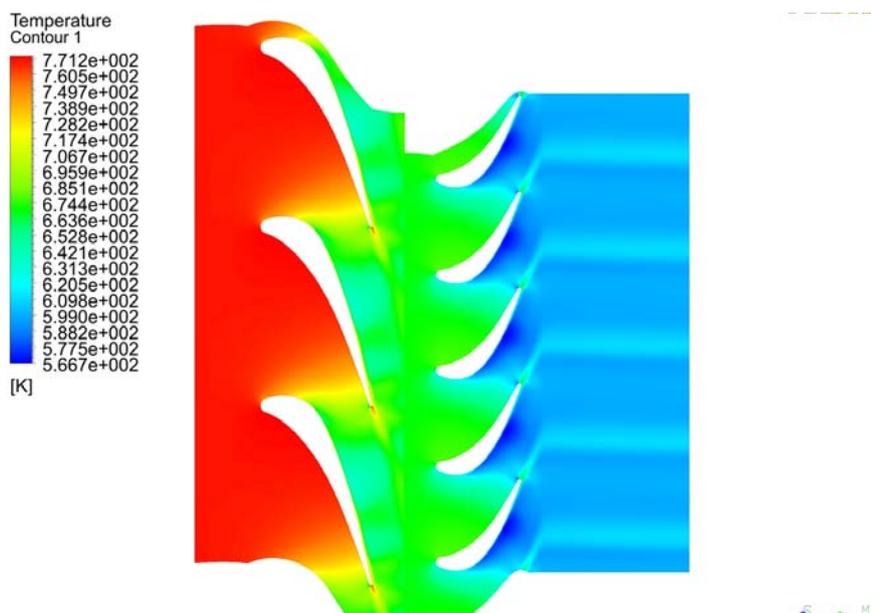


Рис. 10. Поля распределения статической температуры T в среднем сечении альтернативного варианта турбины

Результаты прочностного расчета рабочих лопаток альтернативного варианта турбины приведены на рис. 11–14. Их анализ показывает, что коэффициента запаса в этом варианте не хуже значения коэффициента запаса по прочности модернизированного варианта.

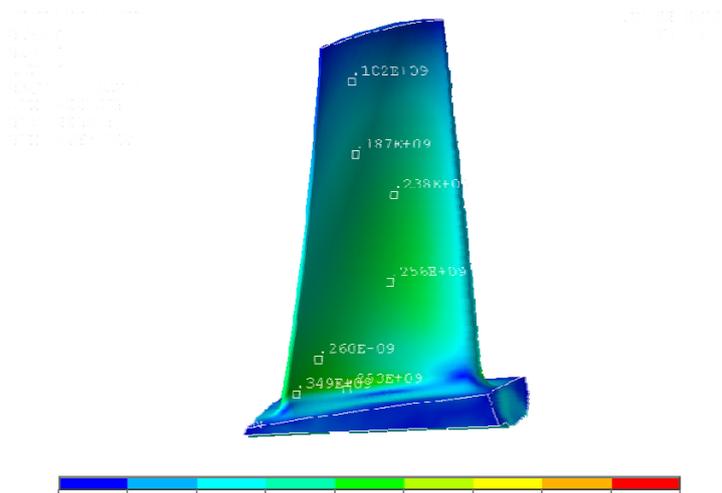


Рис. 11. Картина распределения эквивалентных напряжений в пере лопатки альтернативного РК турбины на номинальном режиме ($n=25500$ об/мин)

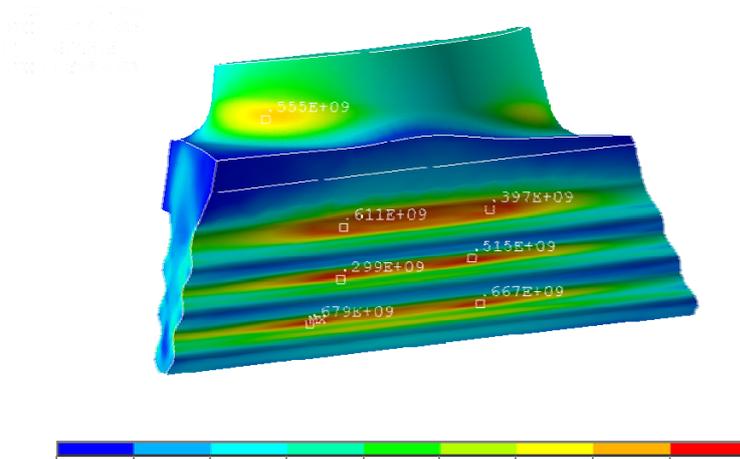


Рис. 12. Картина распределения эквивалентных напряжений в хвостовике лопатки альтернативного РК турбины на номинальном режиме ($n=25500$ об/мин)

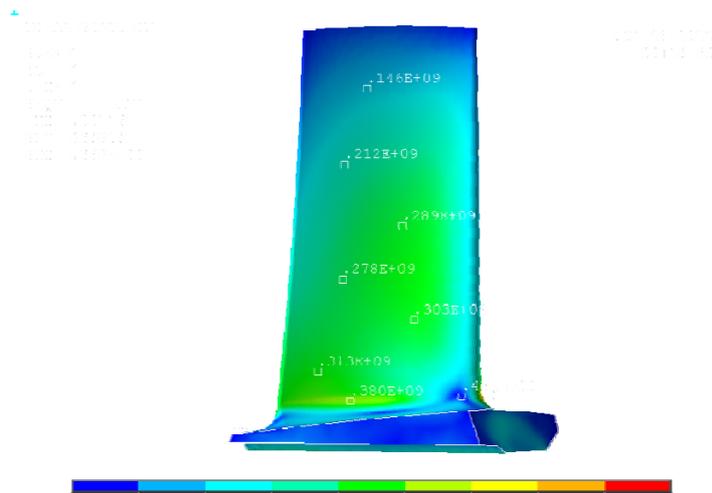


Рис. 13. Картина распределения эквивалентных напряжений в пере лопатки альтернативного РК турбины на высокоротном режиме ($n=28000$ об/мин)

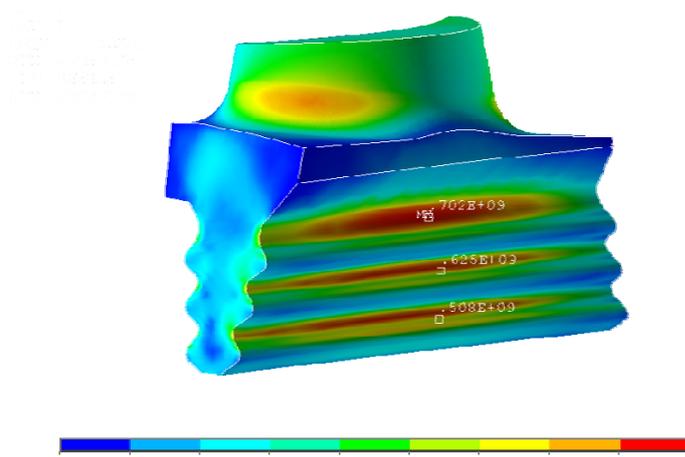


Рис. 14. Картина распределения эквивалентных напряжений в хвостовике лопатки альтернативного РК турбины на высокогорном режиме ($n=28000$ об/мин)