

УДК 621.438

## **Газодинамическая и прочностная доводка малоразмерной осевой турбины**

**Попов Г.М.\*, Колмакова Д.А.\*\* , Кривцов А.В.\*\*\***

*Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика*

*С.П. Королева (национальный исследовательский университет), Самара,*

*Московское шоссе, 34, 443086, Россия*

*\*e-mail: grishatty@gmail.com*

*\*\*e-mail: kolmakova.daria@gmail.com*

*\*\*\*e-mail: krivcov63@mail.ru*

### **Аннотация**

Приводятся результаты прочностного и газодинамического совершенствования осевой турбины турбокомпрессора ТК-32. Цель работы - обеспечить работоспособность турбины при увеличении частоты вращения на 10% без потери КПД. Анализ напряженно деформированного состояния показал, что на пере рабочей лопатки имеется область повышенных напряжений, которые при увеличении частоты вращения превышают допустимые.

Найден вариант смещения периферийных сечений рабочей лопатки, который позволил уменьшить напряжения на 20%. Газодинамический расчет показал, что предлагаемый вариант модернизации приводит к росту КПД на 0,4%.

**Ключевые слова:** турбокомпрессор, газодинамический анализ, напряженно деформированное состояние, коэффициент запаса прочности

## Введение

Турбокомпрессор ТК-32 (рис.1) был разработан на ОАО «Пензадизельмаш» (г. Пенза, Россия) для использования на дизель-генераторах *1А-9ДГ* производства ОАО «Коломенский завод». В ходе его эксплуатации возникла необходимость форсирования двигателя. В результате изменился режим работы турбокомпрессора. В частности, частота вращения турбокомпрессора увеличилась с 25500 до 28000 об/мин. В этой связи ОАО «Пензадизельмаш» обратилось в СГАУ с просьбой оценить влияние форсирования на напряженно деформированное состояние турбины ТК-32 и ее газодинамическую эффективность, а также дать рекомендации по их улучшению.

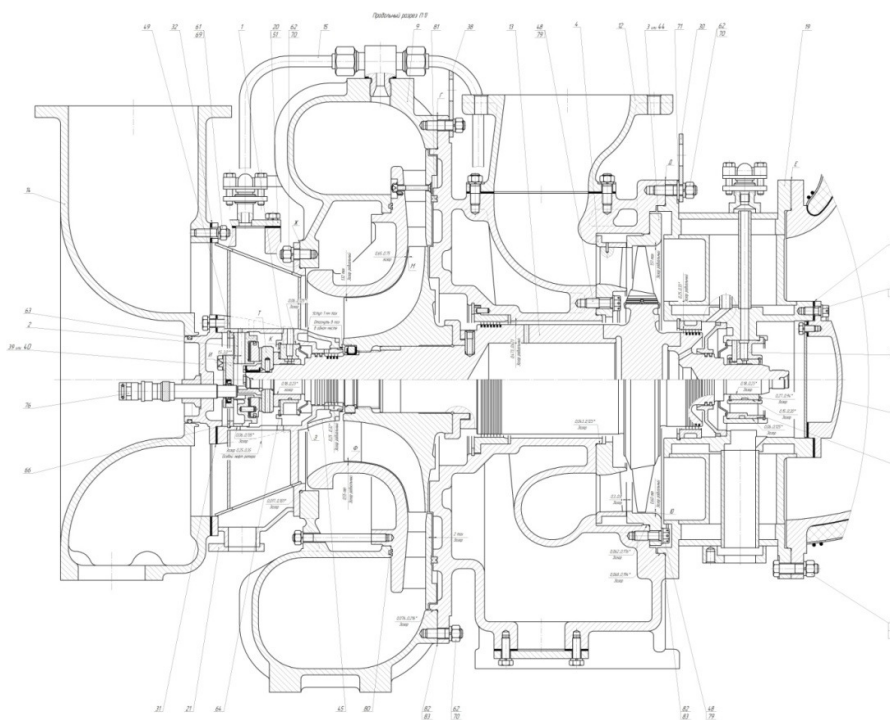


Рис. 1 Турбокомпрессор ТК-32

## Газодинамический расчет исходного варианта турбины

Для исследования газодинамических характеристик существующей осевой турбины турбокомпрессора ТК-32 в программе Ansys CFX была разработана трехмерная расчетная модель потока в ступени, включающая в себя зону течения вокруг лопатки соплового аппарата (СА), зону течения вокруг лопатки рабочего колеса (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. 2).

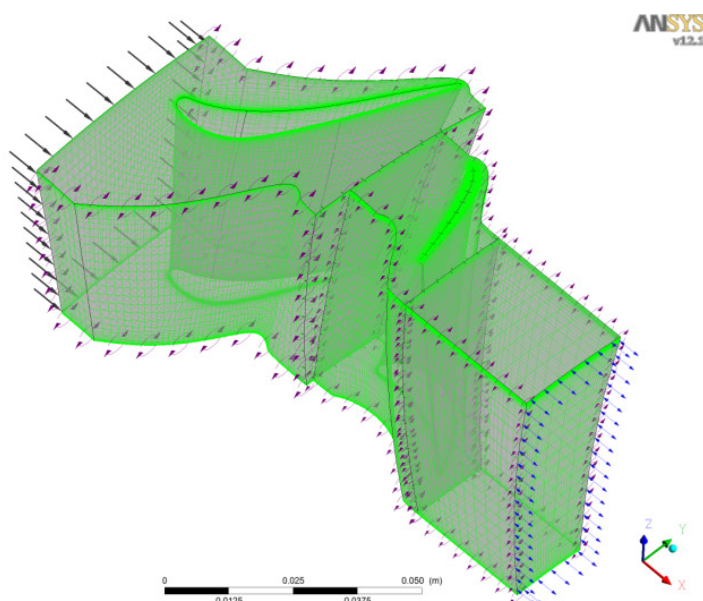


Рис. 2. Расчетная модель потока в турбине турбокомпрессора ТК-32

Сетка конечных элементов создавалась таким образом, чтобы обеспечить значение величины  $y^+$  не более 3. Общее количество элементов в сетке СА составляет 250000 элементов, в сетке РК 500000 элементов. При создании сетки РК моделировался радиальный зазор между ротором и статором. Величина

радиального зазора была принята в соответствии с рабочим чертежом равной 1мм.

Модель турбулентности - SST k-  $\omega$ . Расчёт производился в стационарной постановке. Параметры потока на входе и выходе из РК осреднялись в окружном направлении (подход Mixing Plane).

В результате проведённого расчёта была получена картина течения, а также параметры потока во всех точках рассматриваемой области течения на номинальном ( $n=25500$  об/мин) и форсированном ( $n=28000$  об/мин) режимах работы. Анализ структуры потока в межлопаточных каналах турбины не выявил зон с неблагоприятной структурой течения. Для иллюстрации на рис. 3 и 4 приведены поля распределения некоторых параметров потока при работе турбины на номинальном режиме ( $n=25500$  об/мин). Расчетное значение КПД турбины на данном режиме составило  $\eta^*_T=83,6\%$ . Расчёт КПД выполнялся с использованием следующей формулы:

$$\eta^*_T = \frac{T^*_{ВХ} - T^*_{ВЫХ}}{T^*_{ВХ} \cdot \left( 1 - \left( \frac{p^*_{ВЫХ}}{p^*_{ВХ}} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right)},$$

где  $T^*_{ВХ}$ ,  $T^*_{ВЫХ}$  - полные температуры потока на входе и выходе из турбины соответственно;

$p^*_{ВХ}$ ,  $p^*_{ВЫХ}$  - полные давления потока на входе и выходе из турбины соответственно;

$k_T = 1,33$  - показатель адиабаты продуктов сгорания.

Mach Number  
Contour 2

|            |
|------------|
| 1.074e+000 |
| 9.915e-001 |
| 9.089e-001 |
| 8.263e-001 |
| 7.437e-001 |
| 6.610e-001 |
| 5.784e-001 |
| 4.958e-001 |
| 4.131e-001 |
| 3.305e-001 |
| 2.479e-001 |
| 1.653e-001 |
| 8.263e-002 |
| 1.000e-015 |

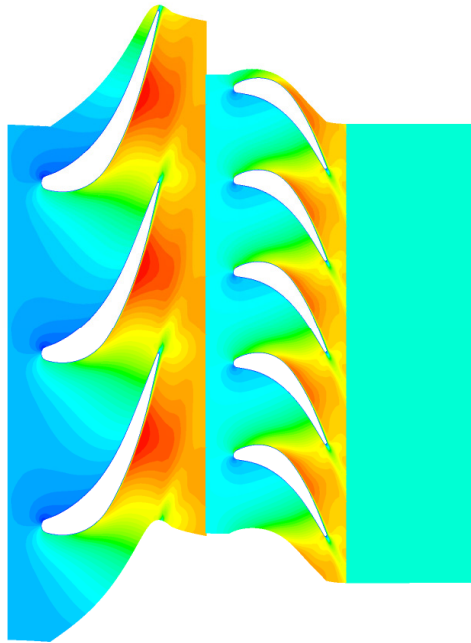


Рис. 3 Поле распределения значения числа Маха  $M$  в абсолютной системе координат на среднем диаметре турбины

Pressure  
Contour 3  
[Pa]

|            |
|------------|
| 2.732e+005 |
| 2.591e+005 |
| 2.450e+005 |
| 2.309e+005 |
| 2.168e+005 |
| 2.027e+005 |
| 1.885e+005 |
| 1.744e+005 |
| 1.603e+005 |
| 1.462e+005 |
| 1.321e+005 |
| 1.180e+005 |
| 1.038e+005 |
| 8.972e+004 |

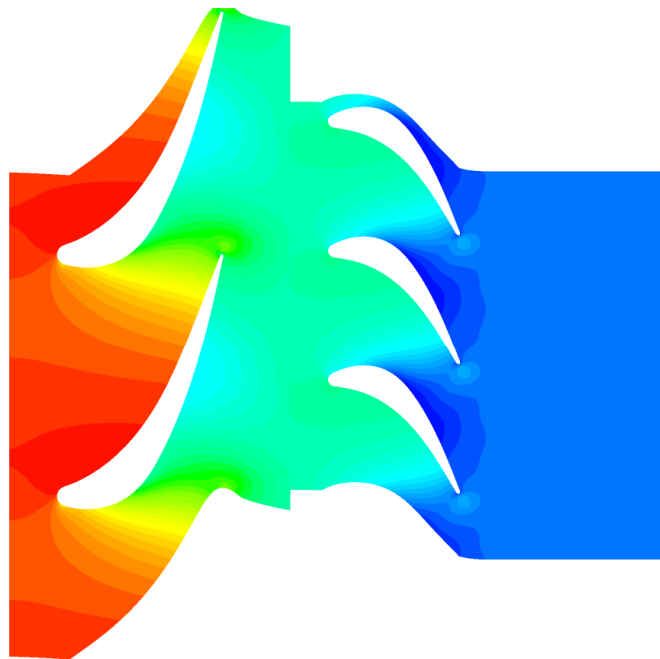


Рис. 4. Поле распределения статического давления на среднем диаметре турбины

## **Анализ прочностного состояния турбины**

Полученные в газодинамическом расчете поля давлений и температур на поверхности лопаток были использованы в качестве граничных условий при расчете на статическую прочность рабочего колеса турбины в программе Ansys. 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. 5).

Расчетная модель нагружалась газовыми (полученными ранее в программе Ansys CFX) и центробежными силами. Температура диска была принята по данным термометрирования, предоставленным ОАО «Пензадизельмаш». Поскольку диск турбины приварен к валу, то расчетная модель РК имеет жесткое закрепление на переднем и заднем фланцах.

Созданная расчетная модель разбивалась упорядоченной сеткой из конечных элементов типа Solid 185 и 186. В местах контакта зубьев елочного замка с пазами диска были использованы специальные контактные элементы, ограничивающие перемещения элементов.



Рис. 5. Расчетная модель для прочностного анализа рабочего колеса турбины турбокомпрессора ТК-32

Напряженно деформированное состояние оценивалось на двух режимах: номинальном ( $n=25500$ об/мин) и форсированном ( $n=28000$ об/мин).

Полученные в расчете данные свидетельствуют о том, что на номинальном режиме ( $n=25500$ об/мин) исходный вариант турбины турбокомпрессора ТК-32 в целом удовлетворяет условиям прочности, однако следует отметить, что полученные коэффициенты запаса прочности опасно близки к минимально допустимым. На форсированном режиме ( $n=28000$ об/мин) максимальная величина эквивалентных напряжений составляет 600МПа (рис. 6), 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.

Обращает на себя внимание тот факт, что максимум напряжений на пере лопатки наблюдается в ее верхней части, на высоте  $2/3$  от корня лопатки (рис. б), что говорит о том, что они вызваны изгибом лопатки. Данное заключение подтверждается тем фактом, что на участке спинки лопатки, находящимся за областью максимальных напряжений, действуют напряжения сжатия. Сделанный вывод косвенно подтверждается имеющимися в эксплуатации случаями обрыва верхней трети рабочих лопаток турбины турбокомпрессора ТК-32.

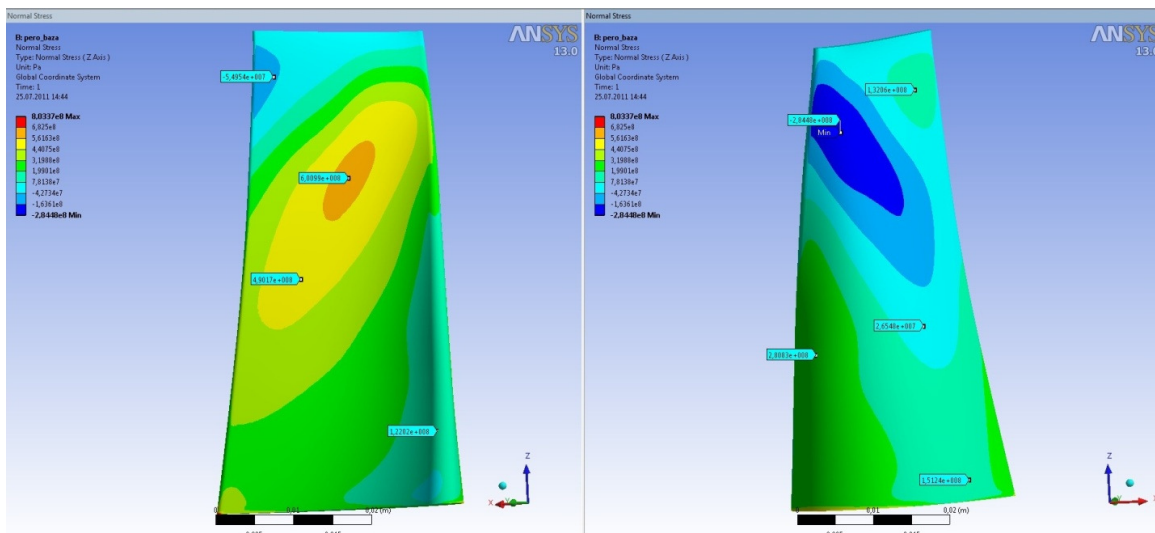


Рис. 6. Картина нормальных напряжений на пере базовой рабочей лопатки при  $n=28000$ об/мин (слева корытце, справа - спинка)

## Модернизация турбины

Повышенные изгибные напряжения являются следствием специфической формы пера рабочей лопатки. Ее верхние сечения значительно развернуты относительно нижних, что нарушает центрирование сечений по высоте. В



результате действующие на периферийную часть центробежные силы вызывают повышенный крутящий момент, изгибающий перо.

Уменьшить напряжения изгиба можно за счет «выноса» периферийных сечений лопатки. Здесь под термином «вынос» подразумевается смещение сечений пера в окружном направлении.

Для уменьшения напряжений изгиба в перо рабочей лопатки турбины турбокомпрессора ТК-32 периферийные сечения следует смещать в окружном направлении в сторону спинки.

Было проведено исследование влияния выносов трех периферийных сечений в окружном направлении на напряженно деформированное состояние в лопатках рабочего колеса. В результате был найден вариант (периферийное сечение сместилось на величину 0,05 от высоты лопатки в сторону спинки) (рис. 7), позволяющий снизить максимальные напряжения на повышенном режиме до 506,8 МПа (на 18%), что соответствует коэффициенту запаса 1.49 (рис. 8). Следует отметить, что полученная величина коэффициента запаса на форсированном режиме ( $n=28000$ об/мин) не превышает значение коэффициента запаса исходного варианта на номинальном режиме ( $n=25500$ об/мин).

Течение в модернизированной турбине было исследовано с помощью программы Ansys CFX. В результате было установлено, что предлагаемый вариант наклона периферийных сечений на режиме  $n=25500$ об/мин повышает КПД турбины на 0,4% (абс.).

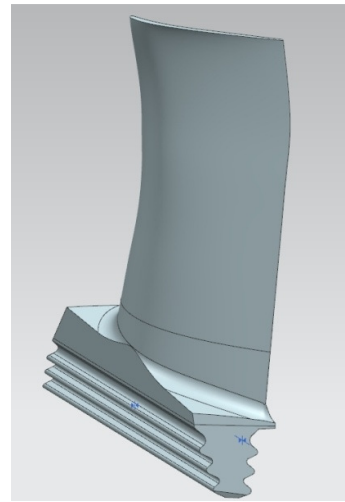
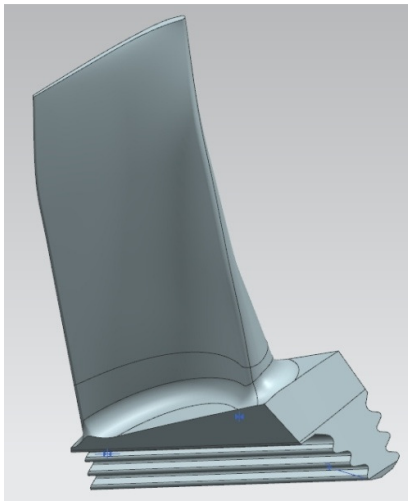


Рис. 7. Внешний вид модернизированного варианта лопатки

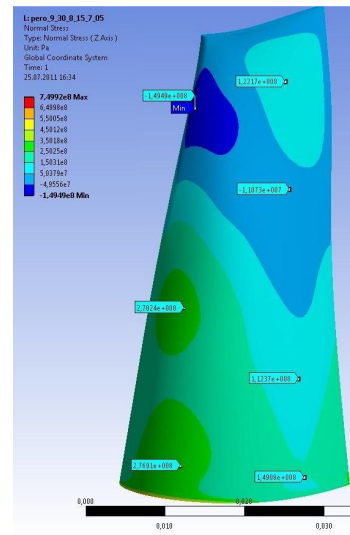
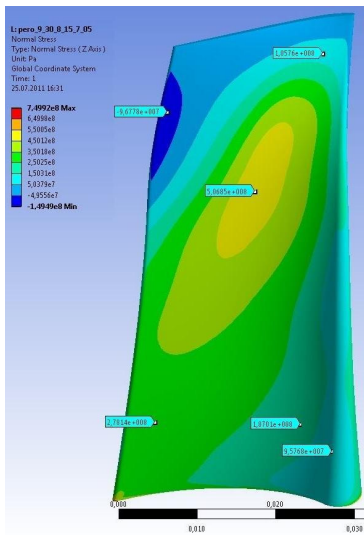


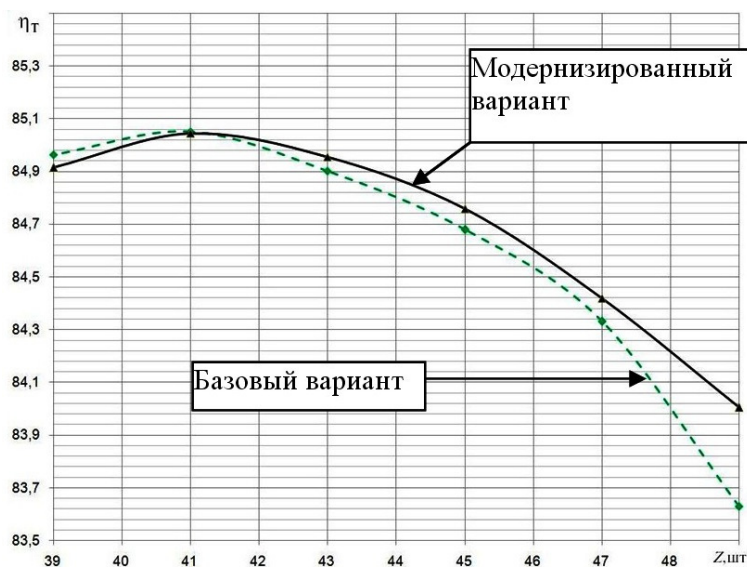
Рис. 8. Картина нормальных напряжений на пере модернизированной рабочей лопатки при  $n=28000$  об/мин (слева корытце, справа - спинка)

### Модернизация замкового соединения и выбор числа лопаток

Для устранения пластических деформаций в замковом соединении был выбран другой, более крупный, типоразмер замка елочного типа, что потребовало по условиям размещения на диске сократить число лопаток с 49 до 43.

Для того чтобы оценить влияние данного решения на эффективность турбины, в программе Ansys CFX было проведено исследование влияния числа рабочих лопаток на величину КПД. Полученная зависимость показана на рис. 9.

Число сопловых лопаток при этом не менялось.



Пунктир – исходный вариант лопатки, сплошная линия – лопатка с выносами

Рис. 9. Зависимость КПД турбины турбокомпрессора ТК-32 от числа лопаток РК при неизменном числе лопаток СА

Из приведенного графика видно, что для всех вариантов исполнения пера лопатки уменьшение числа лопаток РК приводит к увеличению КПД турбины более чем на 1%, что связано с уменьшением поверхности трения, сокращением числа кромочных следов. При числе лопаток более 40 величина КПД вновь начинает падать из-за снижения крутящего момента на лопатках РК.

Обращает на себя внимание также тот факт, что вариант лопатки, с выносами периферийных сечений превосходит по газодинамической эффективности базовый вариант.

Анализируя график на рис. 9 можно заключить, что уменьшение числа лопаток РК с исходных 49 до 43...41 штук не только не ухудшит газодинамическую эффективность турбины, но и улучшит ее на 0,8...1,0%.

### **Выводы**

В результате проведенного расчетного исследования было установлено, что рабочее колесо турбины турбокомпрессора ТК-32, производимого в ОАО «Пензадизельмаш» при форсировании до  $n=28000$  об/мин не будет удовлетворять условиям прочности. Слабыми местами конструкции являются перо и замковое соединение.

В ходе проведения исследований установлено, что напряжения в лопатке могут быть существенно снижены за счет выполнения выноса верхних трех сечений на  $0,05h$  в окружном направлении в сторону спинки, замены замкового соединения лопатки на соединение по ОСТ 1.10975-81 с углом раскрытия  $\varphi=30$  град и шагом зубьев  $S=3,2$  мм, а также сокращения числа лопаток РК до 43 штук, при сохранении числа сопловых лопаток.

Предложенный вариант модернизации пера исходной лопатки позволяет удовлетворить условиям прочности на всех режимах и увеличить КПД турбины на 1%.

В настоящее время на ОАО «Пензадизельмаш» готовятся к изготовлению лопатки, модернизированные указанным образом. Кроме того был изготовлен и испытан турбокомпрессор с сокращенным до 43 числом рабочих лопаток. Замковое соединение и форма пера осталась прежней. Результаты

экспериментального исследования показали увеличение КПД турбины на 1%, что полностью подтверждает выводы, полученные авторами статьи.

### **Библиографический список**

1. Попов Г.М., Батулин О.В. Расчетное изучение структуры потока вблизи втулочного сечения в лопаточном венце осевой турбины // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета), 2009. № 3-2. с. 365-368.