

УДК 621.113

И.А. Суворов, Л.А. Бердников

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ТЕПЛОВОЙ ОПТИМИЗАЦИИ РОТОРА  
ТУРБОКОМПРЕССОРА С ПРОВЕДЕНИЕМ  
КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ АНАЛИЗОВ**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Выявление причин отказов и уменьшение воздействия негативных факторов с целью повышения надежности турбокомпрессоров является актуальной задачей. При работе турбокомпрессора повышенные температурные нагрузки являются причиной возникновения явлений, приводящих к отказу агрегата. Сниженный ресурс турбокомпрессора отрицательно влияет на эффективность функционирования автомобильного транспорта. Необходимы исследования, позволяющие реализовать неиспользованные возможности оптимизации теплового состояния частей турбокомпрессора.

*Ключевые слова:* газотурбинный наддув, турбокомпрессор радиального типа, отказ, ресурс, тепловое состояние, конечно-элементный анализ.

Актуальной задачей на автомобильном транспорте и в технике в целом является сохранение работоспособности каждого рассматриваемого объекта, а также увеличение его надежности и ресурса. Надежность автомобиля зависит от надежности деталей, узлов и агрегатов его составляющих. Одним из лимитирующих агрегатов является двигатель автомобиля, отказы которого во многих случаях наиболее распространены.

В настоящее время неуклонно растет доля автомобилей, оборудованных двигателями с применением газотурбинного наддува (турбонаддува). Опыт эксплуатации показывает, что на отказы турбокомпрессоров приходится до 7% от общего числа отказов ТС. Неисправности системы газотурбинного наддува приводят к значительному увеличению негативного воздействия на окружающую среду, повышают эксплуатационные затраты, снижают качество выполнения транспортной работы, ухудшают условия работы водителей [2]. В большинстве случаев ресурс ТК меньше ресурса ДВС и автомобиля в целом, что, в совокупности с высокой стоимостью данного агрегата (до 10% от стоимости всего ТС), обуславливает необходимость повышения эксплуатационной надежности ТК.

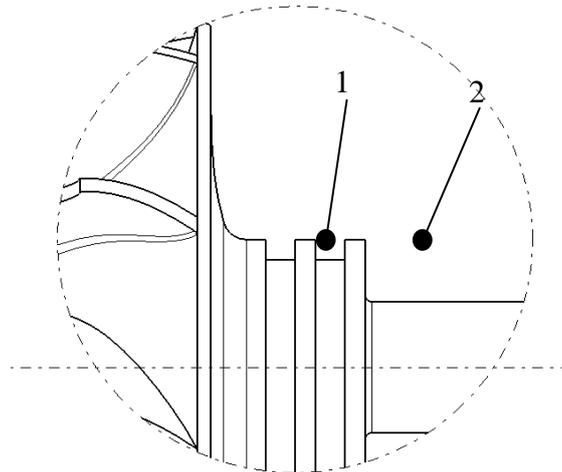
Важнейшим фактором, влияющим на показатели надежности ТК, независимо от применяемой схемы установки является тепловая нагруженность его деталей. Из-за высокой температуры распространены такие отказы как течи и коксование масла, заклинивание и перегрев ротора, подшипникового узла. Ключевыми местами возникновения негативных последствий повышенных температур являются лабиринтные кольцевые уплотнения ротора со стороны турбинного колеса, а также подшипниковый узел. В первом случае стоит проблема разделения горячей газовой среды и среды смазки (схоже с проблемой разделения камеры сгорания и картерного пространства в ДВС в виде коксования поршневых колец) [1]. Температура в районе лабиринтного уплотнения выше, чем в подшипниковом узле, а попавшее в уплотнение масло не участвует в циркуляции в системе смазки ТК и ДВС и, как следствие, не отводит тепло из данного узла, приобретая температуру сопряженных частей. В случае с подшипником, имеется проблема потери смазывающих свойств масла при превышении допустимых значений температуры в парах трения, с дальнейшим нагревом, износом, отказом.

Контакт масла с деталями, имеющими высокую температуру, неизбежно ведет к ускорению процессов его старения. Поэтому, независимо от вопроса сохранения работоспособности ТКР, следует стремиться к изначальному приближению температур стенок полостей в корпусе ТКР к температуре масла, поступающего в ТКР (90-110 °С).

Существует два основных пути распространения тепловой энергии в ТКР: от отрабо-

тавших газов к корпусу турбинной части и к центральному корпусу; от отработавших газов на турбинное колесо и далее по ротору. Методов снижения температуры в указанных выше частях ТК также два: термоизоляция и охлаждение посредством отвода тепла. Одним из наименее развитых путей уменьшения тепловой нагрузки на уплотнение и подшипниковый узел является снижение величины теплового потока в теле ротора.

Как видно из рисунка, вал ротора в районе канавок для колец лабиринтного уплотнения и рассматриваемые ключевые точки 1 и 2 (рис. 1) находятся в непосредственной близости к рабочему колесу турбины.



**Рис. 1. Ключевые точки ротора турбокомпрессора**

Последнее в свою очередь имеет непосредственный контакт с высокоскоростным потоком отработавших газов, имеющих температуру до 700-1200 °С в зависимости от типа двигателя. Это может вызывать повышение температуры в рассматриваемых зонах до критических температур с точки зрения свойств масла. Варианты изменений геометрии ротора предполагают увод теплового потока от ключевых зон и, как результат, снижение значений их температур.

Уравнение Фурье в теплотехнике позволяет определить величину теплового потока при теплопроводности. С учетом зависимости коэффициента теплопроводности материала от температуры:

$$\vec{Q} = -\lambda(T) \cdot \text{grad}(T) \cdot F \quad (1)$$

Следовательно, термоизоляцию, т.е. уменьшение теплового потока, можно обеспечить путем применения материалов с меньшим коэффициентом теплопроводности  $\lambda$ , либо сокращением площади поверхности теплообмена  $F$ , т.е. уменьшением сечения на пути распространения тепловой энергии в теле детали. Другими словами, оптимизацию детали при заданных условиях с учетом технологий изготовления можно проводить посредством изменения ее геометрии, изменения материалов (следовательно, их свойств) и сочетанием этих способов.

В исследовании рассмотрены пути снижения температур в районе ключевых точек путем изменения формы ротора турбокомпрессора.

Рассмотрение тепловой задачи для деталей, испытывающих высокие динамические комплексные нагрузки, в частности для ротора ТКР, невозможно без учета изменений прочностных характеристик, которые изменяются вслед за модификацией геометрии. Поэтому необходимо осуществить ряд анализов для проверки сохранения работоспособности ротора. Таким образом, проведение модификации ротора и комплексного анализа предполагает реализацию схемы, изображенной на рис. 2.



**Рис. 2. Упрощенная схема тепловой оптимизации ротора ТК**

Для оценки эффективности вносимых изменений использовался метод сравнения. В проводимых анализах для исходного варианта ротора и его модификаций задавались идентичные начальные условия, равные нагрузки и одинаковые структурные и тепловые физические характеристики материалов. Такой метод позволяет исключить ошибки при задании исходных величин (граничных условий и т.д.), т.к. оценивается лишь относительное изменение интересующих параметров ротора ТКР. При этом вносимые численные значения исходных параметров приближены к реальным, поэтому полученные в ходе анализов данные могут быть использованы в качестве ориентировочных значений.

В науке и технике постоянно приходится сталкиваться с проблемой расчета систем, имеющих сложную геометрическую форму и нерегулярную физическую структуру [4]. Подобные задачи возникают при попытке рассмотрения вариантов совершенствования ротора турбокомпрессора (ТК) с целью повышения надежности устройства. При этом необходимо выполнение одновременно теплового и механического анализа, что актуально для деталей, испытывающих комбинированную нагрузку. Изменения, положительно влияющие на механические показатели детали, могут отрицательно сказываться на тепловых характеристиках, и наоборот. Поэтому, для нахождения оптимального решения необходим комплексный подход к решению подобных задач.

Уровень развития численных методов и наличие производительных ЭВМ позволяют почти для любой практической задачи составить математическую модель и провести ее численное исследование. Наиболее популярным и эффективным в последнее время является метод конечных элементов (МКЭ). МКЭ представляет собой численный метод решения системы дифференциальных уравнений, описывающих большинство физических процессов [4].

Для решения поставленных задач использовалась программная система инженерного анализа ANSYS, в которой проведены тепловые и термопрочностные исследования. Для построения твердотельной 3-D модели, оценки изменения прочностных свойств, а также проведения модального анализа (анализа собственных частот колебаний и их форм) использованы встроенные в CAD-программу Catia V5 возможности.

На рис. 3 показаны рассмотренные возможные варианты изменений в роторе от примитивной проточки прямоугольной формы, до проточек с более сложной геометрией.

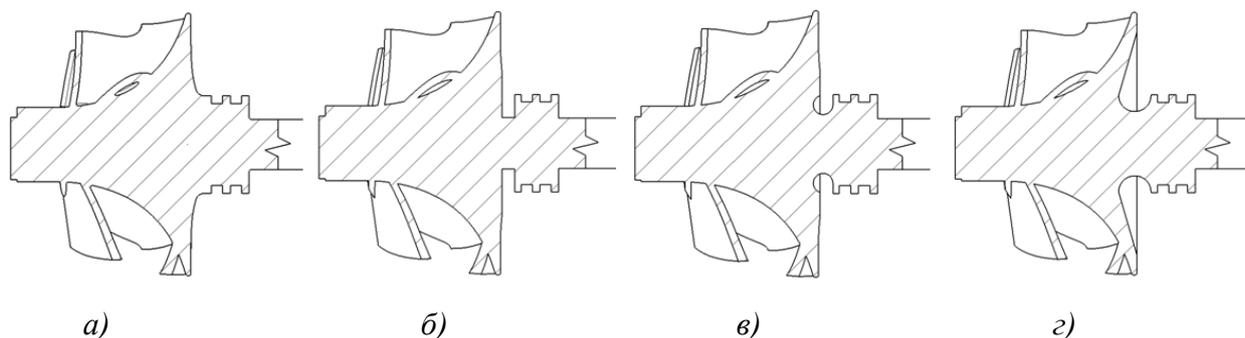


Рис. 3. Исходный ротор (а) и варианты изменения его формы (б – з)

Наиболее явное влияние данные изменения формы оказывают на массово-инерционные характеристики. Программный комплекс САТИА позволяет быстро определить величины данных показателей при внесении корректировок в исходную твердотельную модель (рис. 4).

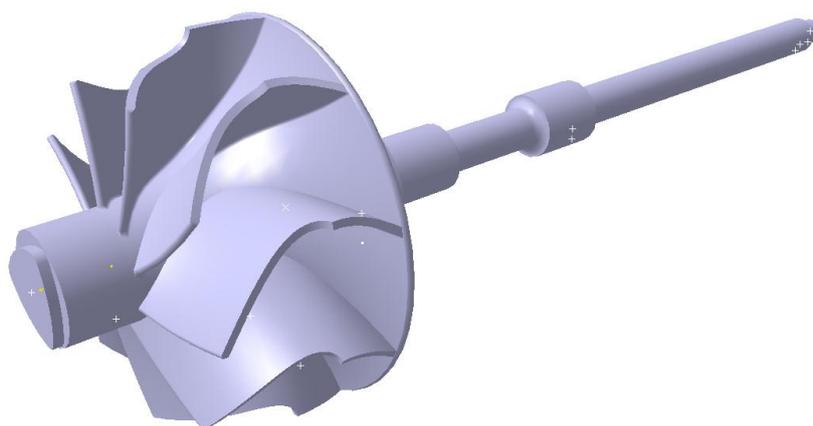


Рис. 4. Твердотельная модель ротора ТКР в САТИА V5

Основные массово-инерционные характеристики вариантов роторов при принятой плотности  $7860 \text{ кг/м}^3$  и их относительное изменение сведены в табл. 1.

Таблица 1

Изменение массово-инерционных характеристик ротора

Параметр Вариант	Масса, кг	Относительное изменение, %	Осевой момент инерции, $\text{кг}\cdot\text{мм}^2$	Относительное изменение, %
а	0,106	0	9,069	0
б	0,104	- 1,89	8,955	- 1,26
в	0,103	- 2,83	8,925	- 1,59
з	0,094	- 11,32	7,855	- 13,39

Таким образом, значительное изменение значений массы и момента инерции имеет место для варианта з. Снижение момента инерции ротора положительно сказывается на рабочих характеристиках турбокомпрессора. Легкий ротор быстрее увеличивает частоту своего

вращения при возрастании нагрузки на ДВС, что повышает удобство управления транспортным средством и улучшает экологические показатели двигателя (главным образом, дизельного) в переходных режимах путем уменьшения вероятности недостатка воздуха при резком увеличении подачи топлива. Помимо прочего, снижение массовых показателей ротора вызывает уменьшение реакций подшипникового узла, например, при проявлении гироскопического эффекта, что уменьшает скорость износа пар трения.

Главной целью вносимых изменений была оптимизация теплового состояния ротора ТКР, а именно снижение температур в зоне лабиринтных уплотнений и подшипника. Чтобы проанализировать эффективность принятых мер, был проведен тепловой анализ модели ротора ТКР с использованием программного комплекса реализации метода конечных элементов ANSYS.

В нелинейном анализе матрица теплопроводности является функцией температуры, и решение задачи достигается применением итераций. В программе ANSYS итеративная процедура имеет своей основой метод Ньютона-Рафсона, который предполагает решение последовательности линейных задач для получения нелинейного приближения. Таким образом, уравнение для нелинейной стационарной задачи теплопроводности имеет вид:

$$[K]_i \{\Delta T\}_{i+1} = \{Q^A\} - \{Q^{NR}\}_i, \quad (2)$$

где  $i$  - номер итерации.

Это уравнение на первой итерации решается при некоторой начальной температуре (которая может быть задана пользователем); в последующих итерациях для вычисления коэффициентов матрицы теплопроводности используются значения температур, полученные на предыдущей итерации. Процесс итераций продолжается, пока не достигается сходимость решения, т.е. пока не будет выполнен установленный пользователем критерий сходимости. Сходимость контролируется по величине невязки вектора нагрузок (потока тепла) и/или по изменению температуры от итерации к итерации.

При проведении данного анализа были приняты некоторые допущения:

- имеет место только конвективный теплообмен, другие виды теплообмена учитываются посредством коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ ; таким образом, начальные условия являются граничными условиями третьего рода;
- рассматривается упрощенная модель ротора (без лопаток рабочего колеса), что не влияет на результат в виде картины температурных полей;
- при предварительных расчетах было выявлено отсутствие влияния теплообмена в части вала ротора, имеющей контакт с компрессорным колесом и входным потоком воздуха; дальнейшие расчеты проводятся с упрощением конвективного теплообмена в этой части в виде задания тех же граничных условий, что и подшипниковой части ротора;
- тепловыделение в парах трения пренебрежимо мало.

В анализе используется произвольная сетка конечных элементов-тетраэдров с линейным размером параболических ребер до 1,5 мм, что обеспечивает необходимую точность решения при приемлемом времени вычислений на ПК.

Проведение анализа любого типа требует задания свойств материала. В модели использовались таблицы с данными для двух материалов – жаропрочного никелевого сплава турбинного колеса и углеродистой стали вала. В программном комплексе ANSYS предусмотрена возможность учета зависимости свойств материалов от температуры. Свойства материалов приняты изотропными.

Граничные условия в анализе [3] задаются для поверхностей и включают в себя температуру омывающей поверхность среды (жидкой или газообразной)  $T_f$  и обобщающий ко-

эффицент теплоотдачи  $\alpha$ , учитывающий как характер течения среды вокруг поверхности, так и его теплофизические свойства.

Результаты решения, для линейного и нелинейного анализа, представляют собой значения температуры и плотности теплового потока в узлах. Эти данные использованы при постпроцессорной обработке для построения картины изотерм в расчетной модели (рис. 5).

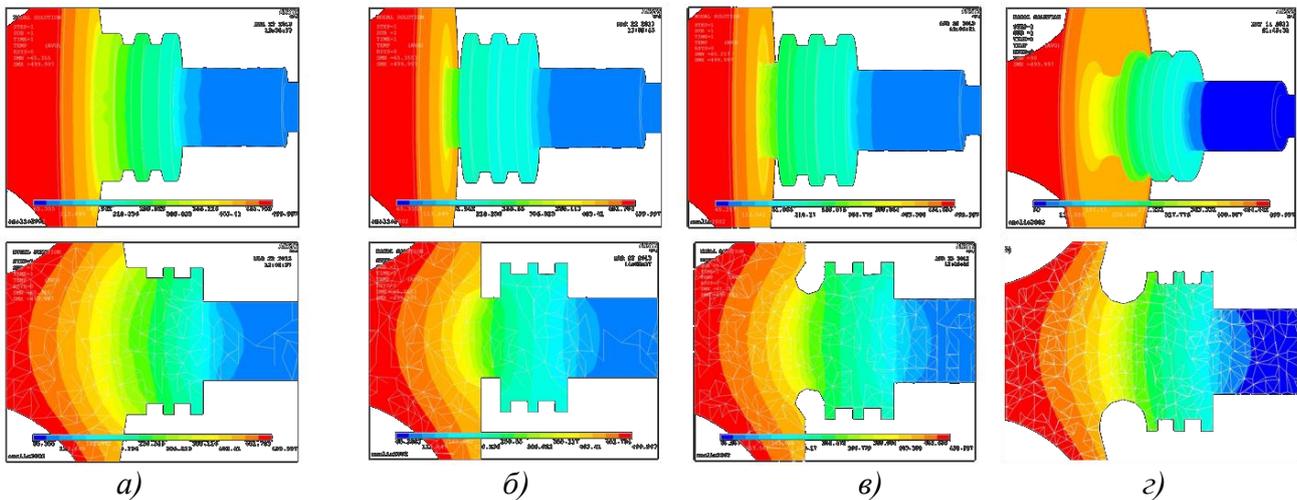


Рис. 5. Температурные поля исходного ротора (а) и измененных вариантов (б - з)

Полученные результаты диапазонов значений температур для ключевых точек 1 и 2 (см. рис. 1) сведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты теплового анализа для вариантов форм ротора

Зона	Вариант:	а)	б)	в)	з)
т. 1	Температура, °С	306 - 330	210 - 234	258 - 282	272 - 294
	Относительное. изменение, %	0	- 30,2	- 15,1	- 11,0
т. 2	Температура, °С	210 - 234	185 - 210	210 - 234	204 - 226
	Относительное изменение, %	0	- 11,0	0	- 3,1

Из результатов следует, что наиболее эффективно снижает температуру в ключевых зонах вариант б, что можно объяснить наименьшим сечением на пути теплового потока. Варианты в и з также эффективны и способствуют значительному снижению теплового потока от турбинного колеса к валу ротора.

Таким образом, изменение формы оказывает значительное влияние на распространение тепловой энергии, позволяя снизить температуру в интересующих зонах. Возможности снижения температур путем изменения формы деталей ограничены прочностными характеристиками. Для оценки влияния формы детали на ее структурные качества необходимо проведение ряда последующих анализов.

В условиях большой разности температур в теле детали необходимо учитывать появление напряжений, обусловленных тепловым расширением. Поэтому следующим анализом проведен термомеханический анализ ротора ТКР. Граничными условиями, т.е. нагрузками является распределения температур, полученные при тепловом анализе. Программный комплекс ANSYS позволяет быстро и эффективно проводить данный вид анализа путем использования результатов теплового анализа как исходных данных для проведения структурного.

Результаты анализа представлены на рис. 6.

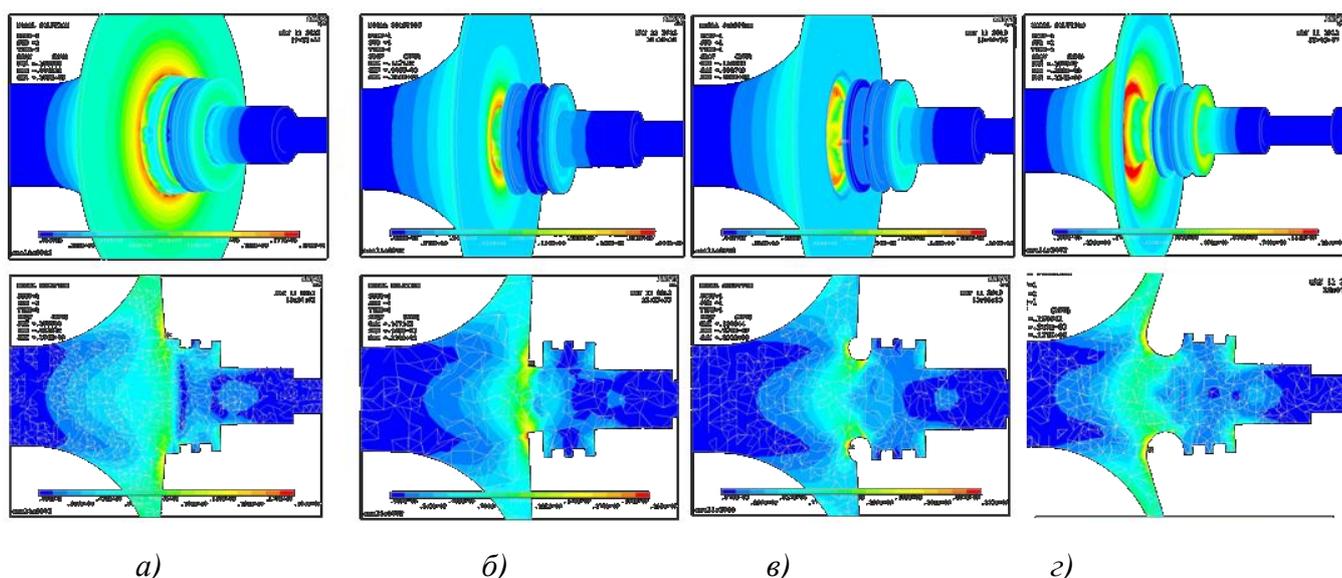


Рис. 6. Термические напряжения исходного (а) и измененных (б - з) вариантов ротора

Для удобства полученные данные о максимальных напряжениях сведем в табл. 3.

Таблица 3

Результаты анализа тепло – прочность для вариантов форм ротора

Вариант	а)	б)	в)	з)
Максимальные напряжения, ГПа	0,199	0,244	0,233	0,137
Относительное изменение, %	0	22,6	17,1	- 31,2

Следует отметить, что в вариантах в и з максимальные напряжения возникают не на поверхности ротора, что уменьшает вероятность развития усталостных разрушений.

Проведение полноценного механического анализа динамического поведения ротора ТКР – сложная инженерная задача, которая решается в отдельных исследованиях. В рамках данного исследования проведем некоторые исследования модели с целью получения сравнительных данных по некоторым показателям и предварительной оценки возможности применения модификаций ротора.

Приведенные далее результаты получены для полноценной точной твердотельной модели ротора (см. рис. 4) в программном комплексе CATIA V5, который также имеет возможность для расчетов с использованием МКЭ.

#### Модальный анализ ротора

Модальный анализ (анализ свободных механических колебаний) используется для определения собственных частот и форм колебаний механических систем. Детали и узлы оборудования следует конструировать так, чтобы избежать их возбуждения на одной из собственных частот в условиях эксплуатации.

Ротор турбокомпрессора является гибким с точки зрения частот собственных колебаний, т.е. частоты собственных колебаний находятся внутри диапазона частот, с которыми могут воздействовать внешние нагрузки. В случае с ротором за частоту нагрузки можно принять частоту его вращения. В проводимом анализе ограничимся десятью первыми модами, что с запасом перекрывает возможные частоты внешних воздействий, и поэтому является достаточным.

Данные анализа форм и частот собственных колебаний ротора представлены в табл. 4.

Таблица 4

## Результаты модального анализа моделей ротора, Гц

Мода № \ Вариант	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>
1	1454,45	1453,91	1454,62	1453,69
2	1455,64	1455,16	1455,81	1455,06
3	2261,84	1992,94	2116,75	2213,33
4	2262,39	1994,06	2118,32	2215,18
5	6508,04	4084,74	4737,06	5246,34
6	6967,96	6765,52	6832,35	7156,91
7	8812,99	8809,8	8813,33	8808,64
8	8818,47	8815,64	8818,73	8815,07
9	8925,36	8895,48	8920,73	8899,48
10	8927,28	8898,41	8924,17	8908,17

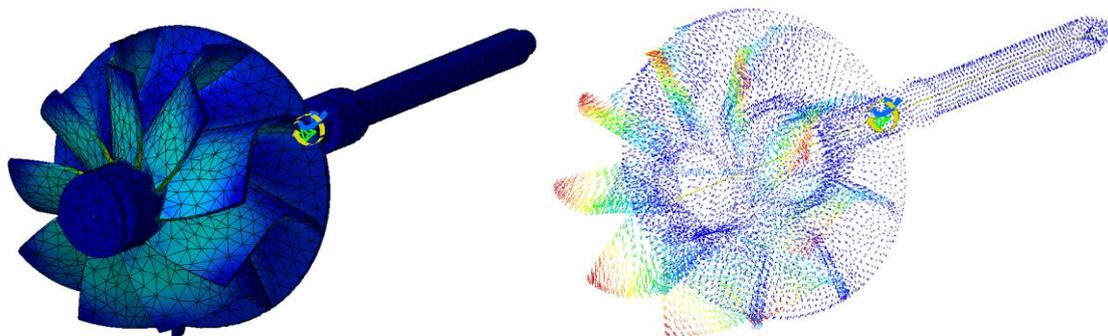
Анализируя полученные данные, можно сделать вывод о том, что существенное влияние наличие проточек оказывает на моды 5, 6. Снижение собственных частот колебаний увеличивает вероятность попадания их в диапазон рабочих частот вращения ротора. В данном же случае рабочие частоты вращения ротора захватывают первые четыре моды и значительное (в вариантах *б* и *в*) снижение частоты 5й моды не несет за собой появления дополнительного перекрытия в частотах. При этом изменения в варианте *г* менее всего преобразуют частотные характеристики в сравнении с ротором первоначальной формы, что говорит о сохранении первоначальных свойств ротора.

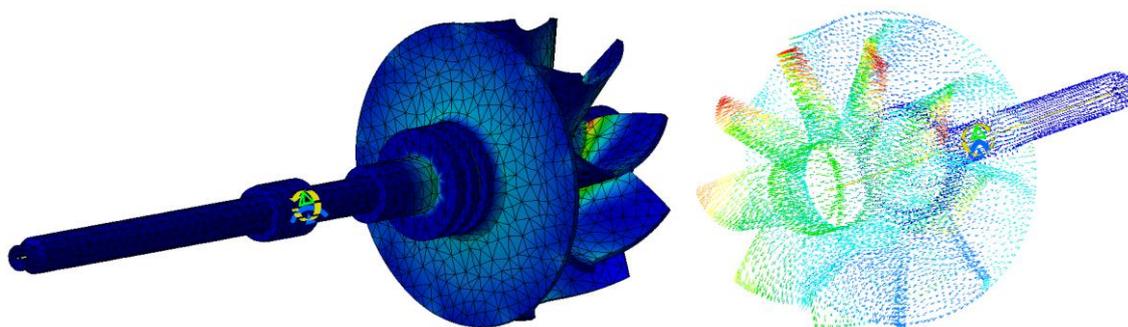
*Сравнительный прочностной анализ ротора*

Несмотря на максимально возможную точность балансировки, изначально присутствует дисбаланс, величина которого может меняться в процессе эксплуатации из-за образования отложений на валу ротора, их неравномерном отделении, в результате попадания мелких частиц, возможных термочастотных неоднородностей и т.д.

С целью определения влияния проточек на гибкость и прочность ротора искусственно введем дисбаланс путем удаления части массы (объема твердотельной модели) на некотором расстоянии от оси вращения. Нужно заметить, что данная операция выполняется и в ходе балансировки.

Нагрузкой в сравнительном анализе является заданное вращение со скоростью  $80\ 000\ \text{мин}^{-1}$ , имитирующее один из возможных режимов работы ТКР. Таким образом, приложение нагрузки в виде вращения при наличии дисбаланса дает один из вариантов приближения к воздействию нагрузки на ротор в реальных условиях. Визуализации напряжений в теле ротора и перемещений его частей представлены на рис. 7 и рис. 8.

Рис. 7. Напряжения и перемещения в исходной модели ротора (*a*) без дисбаланса



**Рис. 8. Напряжения и перемещения исходной модели ротора при несбалансированном вращении**

Анализируемыми параметрами являются напряжения и максимальные перемещения частей под действием нагрузки. Расчеты проводятся и для модифицированных вариантов ротора *б*, *в*, *г*. Сравнительные результаты этих анализов сведены в табл. 5.

**Таблица 5**

**Результаты прочностного анализа**

Вариант ротора	<i>а</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>
Максимальные напряжения, ГПа	0,400	0,398	0,394	0,410
Относительное изменение, %	0	-0,5	-1,5	+2,5
Максимальные перемещения, мм	0,0801	0,0915	0,0872	0,0879
Относительное изменение, %	0	+14,2	+8,8	+9,7

Таким образом, рассматриваемое изменение геометрии ротора не приводит к значительному изменению величины максимальных напряжений. Это можно объяснить повышением гибкости ротора и снижением его массы, что также видно из анализа перемещений.

Исходя из совокупности проведенных анализов, можно сделать вывод об оптимальности варианта *г* изменения конструкции ротора ТКР. Такая форма приводит к существенному снижению температур в исследуемой зоне, а значит, способ является эффективным для улучшения теплового состояния ротора ТКР. Также значительно снижаются величины массово-инерционных параметров, повышается долговечность подшипникового узла, улучшаются рабочие характеристики ТКР. Изменение частот собственных колебаний затрагивает частоты, не входящие в диапазон рабочих скоростей вращения и не имеет негативных последствий. Увеличение перемещений внешних кромок лопаток турбинного колеса обусловлено наличием заведомо большой несбалансированности и может быть сведено к минимуму путем сверхточной балансировки.

**Библиографический список**

1. Кузьмин, Н.А. Профилирование головок поршней ДВС / Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2006. С. 41.
2. Кузьмин, Н.А. Техническая эксплуатация автомобилей: нормирование и управление: учеб. пособие / Н.А. Кузьмин. – М.: ФОРУМ, 2011. – 224 с.
3. Кузьмин, Н.А. Выбор граничных условий для моделирования / Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева // Н.А. Кузьмин, И.О. Донато. – Нижний Новгород, 2011. № 1. С. 138.

4. Кузьмин, Н.А. Применение инновационной техники Structural intensity analysis для повышения вибрационной надежности и усовершенствования акустического дизайна рулевой колонки автомобиля / Н.А. Кузьмин, В.А. Шапкин, Ю.В. Шапкина // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – Нижний Новгород, 2013. № 1. С. 139–149.

*Дата поступления  
в редакцию 01.10.2013*

**I.A. Suvorov, L.A. Berdnikov**

## **STUDY THE POSSIBILITY OF THERMAL OPTIMIZATION OF TURBOCHARGER ROTOR WITH CARRYING OUT FINITE ELEMENT ANALYSIS**

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.Y. Alexeev

**Purpose:** The aim is to develop a design technical solutions to improve the reliability of automotive turbochargers engine by optimizing the thermal loading of their parts. The subject of the study was the thermal state of the turbocharger, the process of distribution of thermal energy in its rotor.

**Design/methodology/approach:** The centerpiece is a series of analyzes carried out by the finite element method. In this case, the initial sample is compared with the modified parts under the same boundary conditions, which minimizes the error.

**Findings:** As a result of thermal analysis, thermal stress evaluation, structural studies concluded that the possibility of reducing heat flow into the turbocharger rotor body by changing its geometry. This ultimately reduces the temperature at key points turbocharger rotor and reduces the probability of failure of the unit.

**Research limitations/implications:** The present study provides a starting point for more detailed study of the possibility of optimizing the thermal state of the turbocharger and increase its resource.

**Originality/value:** Moreover, the thermal state of the relationship is reflected turbocharger with its failures, the more specific examples of the possible solutions of the problem, their comparison.

*Key words:* Turbocharged, turbocharger radial type, failure, resource, thermal state, finite-element analysis.