

**ВЕСТНИК**  
**НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО**  
**УНИВЕРСИТЕТА “ХПИ”**

---

**Сборник научных трудов**  
**Тематический выпуск** **9'2008**  
**“МАШИНОВЕДЕНИЕ И САПР”**

---

Издание основано Национальным техническим университетом  
“Харьковский Политехнический Институт” в 2001 году

**КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ:**

**Председатель**

Л.Л.Товажнянский, д-р техн. наук,  
проф.

**Секретарь координационного  
совета**

К.А.Горбунов, канд. техн. наук, доц.

А.П.Марченко, д-р техн. наук, проф.;  
Е.И.Сокол, д-р техн. наук, проф.;  
Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.;  
Т.С.Воропай, д-р фил. наук, проф.;  
М.Д.Годлевский, д-р техн. наук, проф.;  
А.И.Грабченко, д-р техн. наук, проф.;  
В.Г.Данько, д-р техн. наук, проф.;  
В.Д.Дмитриенко, д-р техн. наук, проф.;  
В.Б.Клепиков, д-р техн. наук, проф.;  
П.А.Качанов, д-р техн. наук, проф.;  
В.А.Лозовой, д-р фил. наук, проф.;  
О.К.Морачковский, д-р техн. наук, проф.;  
П.Г.Перерва, д-р экон. наук, проф.;  
Н.И.Погорелов, канд. экон. наук, проф.;  
М.И.Рыщенко, д-р техн. наук, проф.;  
В.Б.Самородов, д-р техн. наук, проф.;  
В.П.Себко, д-р техн. наук, проф.;  
В.И.Таран, д-р техн. наук, проф.;  
Ю.В.Тимофеев, д-р техн. наук, проф.;  
Н.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.;

Государственное издание  
Свидетельство Госкомитета по  
информационной политике  
Украины  
КВ № 5256 от 2 июля 2001 года

---

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:**

**Ответственный редактор:**

Н.А.Ткачук, д-р техн. наук, проф.

**Ответственный секретарь:**

А.В.Ткачук, канд.техн. наук, ст.н.с.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.;  
В.С. Гапонов, д-р техн. наук, проф.;  
Г.Н. Жолткевич, д-р техн. наук, проф.;  
А.А. Зарубина, канд.техн.наук, проф.;  
В.Б. Зеленский, канд.техн.наук, доц.;  
Г.И. Львов, д-р техн. наук, проф.;  
А.Д. Чепурной, д-р техн. наук, проф.

---

Адрес редколлегии: 61002, Харьков,  
ул. Фрунзе, 21. НТУ “ХПИ”.

Каф. ТММиСАПР,  
тел. (0572) 7076-902.

Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2008. – № 9. – 151 с.

У збірнику представлені результати досліджень кінематики, динаміки, напружено-деформованого стану елементів сучасних машин, а також методи, моделі та системи їх автоматизованого проектування. Для викладачів, наукових співробітників, спеціалістів.

В сборнике представлены результаты исследований кинематики, динамики, напряженно-деформированного состояния элементов современных машин, а также методы, модели и системы их автоматизированного проектирования. Для преподавателей, научных сотрудников, специалистов.

**Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ “ХПІ”.  
Протокол № 5 від 18 квітня 2008 р.**

© Національний технічний університет “ХПІ”

**О.В. АКИМОВ**, канд. техн. наук, **В.А. СОЛОШЕНКО**, канд. техн. наук,  
**А.П. МАРЧЕНКО**, докт. техн. наук, НТУ „ХПИ”,  
**В.А. ПЕТРОСЯНЦ**, канд.техн.наук, АО „Турбо-Веста”, г. Харьков

## **ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ КОМПЬЮТЕРНО-ИНТЕГРИРОВАННОГО РЕСУРСНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ К ЛИТЫМ ДЕТАЛЯМ ДВС ПО КРИТЕРИЮ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НА ПРИМЕРЕ КОЛЕСА ТУРБИНЫ ТУРБОКОМПРЕССОРА**

Розглядаються проблеми впливу технологічних відхилень на міцнісні та динамічні характеристики турбокомпресора. Знайдена щільність розподілу перевантаження для системи з 11 лезами і дисперсією для „параметра розладу” 0.5-3.0 під дією 5-ї, 6-ї збуджуючих гармонік. Розглядається деформація воскової моделі турбіни при охолодженні (третя стадія виробництва). Таке пошкодження приводить до скорочення нахилу лез в зовнішньому діаметрі біля отвору турбіни до  $4 \pm 0.5$  градусів. Виконаний перехідний тепловий і термопружний аналіз для одного сектора моделі з використанням методу скінченних елементів. Сформульована і розв’язана зворотна задача отримання заданого кінцевого профілю леза турбіни.

The problems of the technological deviations influence on the turbo-chargers strength and dynamic characteristics are considered. One has found density of distribution of overloading for the system with 11 blades and dispersion for „detuning parameter” 0.5-3.0 under action of the 5, 6 excitation harmonic. The deformation of the wax model of turbine being cooled down (third stage of manufacturing) is considered. This spoilage leads to reduction of blades inclination at the external diameter near the turbine’s orifice down to  $4 \pm 0.5$  degrees. Transient thermal and thermo-elastic analyses for the single sector of the model are performed applying finite element method. The “reverse problem” of obtaining given final profile of the turbine blade is formulated and solved.

**Введение.** Для форсирования ДВС путем наддува широко используют турбокомпрессоры (ТКР), утилизирующие остаточную энергию газов, отработавших в цилиндрах ДВС. Проблемам проектирования конструкций колес ТКР и их оптимизации по газодинамическим, прочностным и динамическим критериям посвящено большое число публикаций [1-3]. Конструкции украинских турбокомпрессоров серии „ТВ” (ТКР-7.5ТВ, ТКР-8.5ТВ и их модификации) для дизелей сельскохозяйственных и транспортных машин по своим конструктивным характеристикам не уступают лучшим зарубежным аналогам.

В соответствии с критерием эксплуатационных характеристик литых деталей ДВС (детали, детерминирующие показатели мощности, расхода топлива, КПД и т.п.) при компьютерно-интегрированном ресурсном проектировании необходимо проведение следующих исследований:

Ø Исследование влияния геометрии литых деталей ДВС на их эксплуатационные характеристики.

Ø Идентификация возможных отклонений геометрии литых деталей на этапах технологического процесса их изготовления.

Ø Моделирование фазовых переходов при изготовлении литых деталей.

## Ø Исследование НДС и его влияния на геометрию литых деталей.

Однако качество реального ТКР помимо стадии проектирования во многом определяется качеством стадии изготовления, что связано с наличием определенного уровня технологии и системы управления (контроля) качества. При этом опытный и серийно выпускаемый образцы реально могут иметь различные показатели качества. К числу производственных операций, определяющих потребительский уровень турбокомпрессора как изделия, относятся достижение требуемой шероховатости газовых и воздушных каналов, точного соответствия конструктивным реальным размерам подшипника скольжения, зазоров, проходных сечений диффузоров и улиток, качественное выполнение операций сварки трением турбоколеса и вала, балансировки ротора и другие. Но, как и при проектировании, особенно существенными являются технологические погрешности при изготовлении рабочих колес ТКР. Рабочие колеса турбины и компрессора, являющиеся наиболее функциональными и нагруженными элементами турбокомпрессора, фактически определяют качество всей конструкции. Опыт контрольных исследований в рамках авторского надзора за качеством изготовления турбокомпрессоров, в частности отливки рабочих колес ТКР ОАО „АВТРАМАТ” (г. Харьков) и ОАО „Купянский литейный завод” (г. Купянск, Харьковская обл.) показывают наличие потенциальных возможностей для улучшения качества серийно изготавливаемых изделий.

Как известно, „качество” – это совокупность свойств и характеристик продукции или услуг, которые придают им способность удовлетворять обусловленные или предполагаемые потребности. Для турбокомпрессора таковыми являются эффективность рабочего процесса (оцениваемая КПД турбокомпрессора или снижением удельного эффективного расхода топлива двигателей во всем поле рабочих режимов), и уровень надежности. Погрешности изготовления, соответственно, могут как ухудшать рабочие (газодинамические) характеристики турбокомпрессора, так и снижать запас прочности, приводя в целом к повышению расхода топлива двигателем, невыходу на планируемый уровень мощности, поломкам рабочих колес. В связи с отсутствием в литературе результатов исследований по вопросам чувствительности конструкций рабочих колес ТКР к технологическим ошибкам в настоящей статье сделана попытка проанализировать уровень погрешностей формообразования рабочих колес турбин и наметить пути для их дальнейшего изучения и минимизации.

Технология изготовления рабочих колес в мировой практике машиностроения относится к так называемым „высоким технологиям”, что подчеркивает их сложность и наукоемкость. Рабочие колеса турбин изготавливают методом литья по выплавляемым моделям. При относительно низкой себестоимости и высокой производительности, характерных для данного метода, имеется ряд технологических проблем, затрудняющих получение рабочих колес с планируемой геометрией ввиду неизбежных погрешностей, возникающих на разных этапах изготовления. Таких этапов, считая их совпадающими с числом отражений поверхностей профиля, для турбинного колеса пять.

Первоначально при отработке технологии серийного производства колес тур-

турбин основное внимание уделялось стабильности поля толщин для лопаток, имеющих сложную пространственную форму. Однако при переходе от методов проектирования по аналогу (с последующей экспериментальной доводкой) к компьютерным методам моделирования и оптимального проектирования (по газодинамическим и прочностным параметрам) выяснилось, что отклонения профиля лопатки колеса турбины от номинального, возникающие в процессе изготовления и трудно контролируемые, существенно влияют на основные рабочие характеристики (КПД турбины и турбокомпрессора в целом).

**1. Влияние технологических погрешностей формообразования турбоколес на газодинамические характеристики турбокомпрессоров.** Основани-

ем для исследования в данном направлении послужили не вполне удовлетворительные результаты газодинамических испытаний рабочих колес турбин ТКР-7.5ТВ. Как выяснилось после исследования, это объяснялось технологическими отклонениями профиля лопатки от номинального. Чувствительность газодинамических характеристик (уровня наддува, КПД), определяемая из анализа их чувствительности к выходному углу лопатки  $\beta$  (рис. 1), оказалась столь высокой для оптимального проекта, что 20...40% эффекта (1...2% КПД колеса) от оптимизации „съедалось” неточностью изготовления (рис. 2). Как видно из рис. 2, оптимальный проект ( $\beta_2$ ) более чувствителен к погрешностям изготовления, чем прежние параметры ( $\beta_1$ ), а среднее значение реальной величины угла  $\beta$  ( $\beta_3$ ), как правило, меньше оптимального.

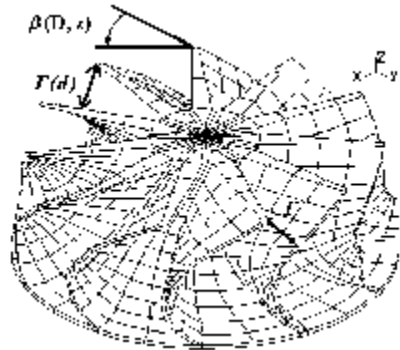
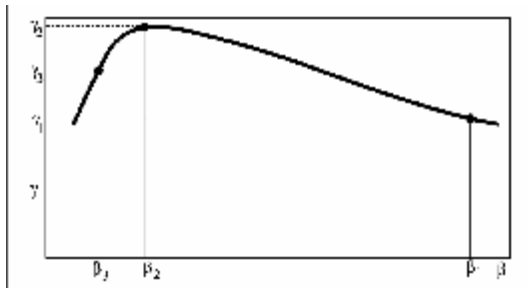


Рис. 1 Контролируемые параметры геометрии „восковки” турбины ТКР-7.5ТВ:

- $F(d)$  – „горловое сечение” канала;
- $\beta(D, z)$  – угол наклона лопатки турбины на выходе

Рис. 2. Характер зависимости КПД ( $\gamma$ ) колеса турбины ТКР-7.5ТВ от угла наклона лопатки ( $\beta$ ) на выходе канала:

- $\beta_1$  – до оптимизации;
- $\beta_2$  – после численной оптимизации;
- $\beta_3$  – при изготовлении оптимального проекта



Для оценки возможности изменения геометрии межлопаточного канала

вследствие деформирования профиля лопатки во время изготовления были проведены выборочные измерения „горлового сечения” каналов  $\Gamma$  колес турбин (т.е. наименьшего расстояния от поверхности корытца на выходе на заданном диаметре одной лопатки до поверхности спинки соседней лопатки, см. рис. 1).

Таблица 1

Замеры „горловых сечений”  $\Gamma$  ( $d = 71$  мм), мм лопаток пяти восковых моделей колеса турбины ТКР-7.5ТВ

№ кол.	Номер лопатки										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	8.85	8.85	8.85	8.85	8.7	8.9	8.8	8.8	8.95	8.7	8.9
2	8.8	8.7	0.9	8.75	8.95	8.85	8.7	8.75	8.7	8.8	8.8
3	8.75	8.85	8.85	8.75	8.95	8.75	8.75	8.75	8.8	8.8	8.8
4	8.7	8.75	8.8	8.5	8.9	8.7	8.6	9.0	8.7	8.8	8.8
5	8.7	8.7	8.65	8.9	8.8	8.7	8.7	8.7	8.65	8.75	8.7

Для колеса турбины ТКР-7.5ТВ измерения „горлового сечения” на периферийном диаметре  $D_{2п}$  (71 мм) пяти восковок дали стабильный размер 8.8 мм с максимальным отклонением 0.2 мм (табл. 1). Внешний диаметр этих восковок  $D_1=79.1$  мм при номинальном размере на пресс-форме  $D_1=80$  мм,  $D_{2п}=72$  мм. Если вставлять вытеснитель в канал восковки, то зазор составляет около 1мм между восковой и формой вытеснителя. Планируемый при проектировании размер „горлового сечения” ( $\Gamma$ ) на  $d = 71$  мм составлял 9.6 мм. Снижение размера „горлового сечения” ( $\Gamma$ ) до 7.1...8.8 мм соответствует уменьшению угла наклона направляющей профиля  $\beta$  на  $d = 71$  мм на  $4.5^\circ \pm 1^\circ$ .

При исследовании отливки колеса турбины ТКР-8.5 установлено следующее. Пластмассовый вытеснитель не доходил до конца канала отливки примерно на 4 мм (для разных отливок: 4.2, 4.5, 4.3, 3.9, 4.4, 4.6, 3.9 мм). Замечено, что проникновению вытеснителя в канал (который должен полностью повторять форму вытеснителя) мешает преждевременный контакт поверхностей у выхода турбины, что характеризует уменьшение угла наклона направляющей профиля металлической отливки. Аналогичная операция, проведенная для восковки, показала, что вытеснитель входит глубже в восковку (зазор – 0.7... 1.5 мм). Несмотря на то, что восковка кажется более близкой к планируемой геометрии, именно в ней заложена основная доля конечной погрешности.

Контрольные замеры  $\Gamma$  на номинальном диаметре  $D_{2п}=81$  мм у 8 рабочих колес турбин ТКР-8.5ТВ, прошедших рабочие испытания, показали вместо номинального размера 10.6 мм средний 10.0 мм с отклонением 0.2 мм. Одно из колес имело изменение размера „горлового сечения” в диапазоне от 9.0 до 11.0 мм, в том числе и 10.5 мм. Оно показало худшие рабочие характеристики. Остальные колеса имели меньший КПД на 1...2% из-за погрешностей в геометрии колес.

**2. Анализ погрешностей формообразования по технологическим этапам.** Для серийной технологии изготовления рабочих колес был проведен ана-

лиз технологических этапов на предмет возникновения погрешности формообразования (в частности размера „горлового сечения”). При этом ставились задачи:

Ø статистической оценки погрешностей, вносимых на каждом этапе изготовления с выделением случайной и систематической составляющих;

Ø исследования факторов, определяющих закономерные изменения геометрических размеров, с целью прогнозирования, стабилизации и учета суммарных технологических изменений при подготовке исходных таблиц для станков с ЧПУ при изготовлении исходных мастер-форм для вытеснителей;

Ø исследования факторов, определяющих случайный разброс геометрии для технологически оправданной его минимизации;

Ø разработки рациональной системы контрольных операций для технологического процесса изготовления колес.

*Этап 1.* Изготовление мастер-формы (пресс-формы) для литья вытеснителя фрезерованием трех поверхностей: спинки, корытца и замыкающей поверхности корытца на осесимметричных заготовках на станке с ЧПУ. Фрезерование производится путем последовательных проходов фрезой вдоль образующей в торцевой плоскости колеса с шагом вдоль осевой протяженности 0.01 м. Затем поверхности полируются. Погрешность этого этапа невелика и носит преимущественно случайный характер.

*Этап 2.* Изготовление пресс-формы производится в две операции в следующем порядке: вытеснители отливаются, а затем собираются в пресс-форму.

При изготовлении вытеснителей пластмасса заливается в мастер-форму. Погрешности такой операции связаны с недостаточной точностью позиционирования вытеснителя канала и его платформы – конусной призмы с углом, равным  $360/N$ . Изготовленные вытеснители после ручной дообработки собираются в пресс-форму. Это одна из наиболее ответственных операций. В ней  $N$  раз сопрягают поверхности корытца на отлитых вытеснителях. Даже при зазоре между ними около 0.001 м (см. этап 1) на последнем вытеснителе накапливается ошибка  $0.1 * N$  мм, которая устраняется ручной подгонкой. Данная операция (на втором этапе) определена как *основной источник погрешностей случайного характера*.

На *третьем этапе* изготавливаются восковые модели колеса (восковки). Вносимые погрешности связаны с усадкой восковой модели и пространственным деформированием восковки рабочих колес ввиду неравномерного отвода тепла от лопаток и ступицы. Ключевое значение имеет низкий уровень теплопроводности восковой модели по сравнению с металлической отливкой, технологически определенная высокая скорость охлаждения восковки (в течение 5 минут путем погружения в воду), низкий модуль упругости воска.

Данный этап оценен как *основной источник погрешностей систематического характера*, влияющих на уменьшение линейных размеров и возникновение угловых деформаций (уменьшение угла выхода потока из колеса).

На *этапе 4* методом многократного покрытия восковой модели (10-12 раз) специальной суспензией с последующим ее высыханием изготавливается литни-

ковая керамическая форма колеса турбины. Вносимые погрешности связаны с температурным расширением керамической формы при заливке расплава.

Во время *последнего этапа* производится отливка жаропрочного сплава в пресс-форму. Вносимые погрешности на данном этапе можно считать незначительными и компенсирующими ошибки предыдущего этапа (за счет расширения керамической формы).

В связи с наличием источников погрешностей систематического и случайного характера при производстве поставлена задача, во-первых, стабилизировать ошибки, носящие закономерный характер (путем сохранения режима литья восковки), рассчитывать и учитывать их при подготовке данных для управляющих программ для станков с ЧПУ. Во-вторых, минимизировать ошибки случайного характера, возникающие преимущественно на этапе сборки пресс-формы путем повышения точности предыдущих этапов. В-третьих, без наличия определенного уровня культуры производства, включающего, кроме высокой технологической дисциплины, еще и контроль всех слагаемых качества, невозможно повышение качества турбин в целом. В этой связи было предложено внести в технологический процесс изготовления отливки колес операцию контроля величины „горлового сечения” канала.

**3. Стабильность поля толщин лопаток турбин ТКР.** Внимание стабильности поля толщин лопаток уделялось с самого начала отработки технологии серийного производства крыльчаток турбин. Именно с целью повышения стабильности поля толщин лопаток совершенствовалась технология изготовления пресс-формы, в частности, раздельное изготовление вытеснителей пресс-формы фрезерованием было заменено отливкой в мастер-форму. В табл. 2 приводятся результаты статистической обработки замеров толщин  $T(i)$  в 13 точках 36 лопаток колес турбины ТКР-11 производства КЛЗ, полученных путем последовательного стачивания рабочего колеса – средние значения толщины  $M[T(i)]$  и стандартное отклонение  $\sigma[T(i)]$ . Расположение точек, для которых проводились измерения толщин, показаны на цилиндрической проекции лопатки (рис. 3). Как видно из табл. 2, средняя разнотолщинность в некоторых точках достигает 19 %.

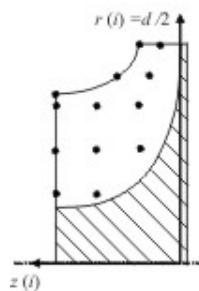


Рис. 3 Цилиндрическая проекция ТКР-11

За счет усложнения технологии изготовления прес-форм для выплавляемых моделей уровень разнотолщинности по сходным точкам лопаток был снижен. Так по контрольным замерам изделий АО „АВТРАМАТ” эта величина не превосходила  $0.15 \cdot 10^{-3}$  м, что соответствует требованиям технических условий.

**4. Влияние „разнотолщинности” лопаток на статическую прочность рабочих колес турбин.** На рис. 4 приводятся характерные распределения интенсивности напряжений  $S_i$  колес турбин до оптимизации геометрии профиля лопатки по совместным критериям газодинамики и прочности (рис. 4, А – ТКР-11) и после (рис. 4, Б – ТКР-8.5ТВ) в поле центробежных сил. Обычно после этапа



оптимизации средний уровень напряжений повышается, а полученный проект является более чувствительным к технологическим погрешностям геометрии. Запас статической прочности оптимизированных турбоколес составляет около 2,0.

Таблица 2

Статистические характеристики толщины  $T(i)$ , мм ТКР-11

$i$ узла	$z(i)$ , мм	$d(i)$ , мм	$M[T(i)]$ , мм	$\sigma[T(i)]$	$(\sigma/M)$ 100 %
1	12.5	110	1.24	0.139	11
2	6	110	1.70	0.089	5.2
3	16.6	94	1.64	0.211	13
4	8	94	2.19	0.103	4.7
5	26	85	0.86	0.128	15
6	26	78	1.05	0.200	19
7	18	78	1.77	0.159	9
8	8	78	2.56	0.148	5.8
9	26	62	1.40	0.120	8.6
10	18	62	2.24	0.128	5.7
11	8	62	2.97	0.117	4.0
12	26	46	1.72	0.168	9.8
13	18	46	2.42	0.166	7.0

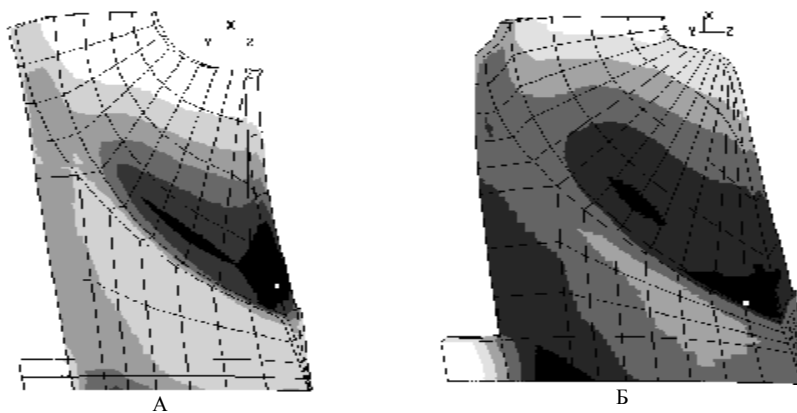


Рис. 4. Характерный вид распределения интенсивности напряжений  $\sigma_i$  колес турбин в поле центробежных сил: А – до оптимизации (ТКР-11); Б – после оптимизации по газодинамическим характеристикам (ТКР-8.5ТВ)

Для нахождения предельных и статистических оценок разброса  $\sigma_i^{max}$  турбинных колес ТКР использовалась теория анализа чувствительности (АЧ) применительно к конечно-элементной модели колеса на базе трехмерных изопараметрических 20-узловых конечных элементов (КЭ). На рис. 5 дана картина АЧ максимальной интенсивности напряжений к нормальным приращениям узлов КЭ сетки  $\partial(\sigma_i^{max})/\partial(\dot{n})$  для колеса турбины ТКР-8.5ТВ. По картине АЧ  $\sigma_i^{max}$  к



Рис. 5.  $\partial(\sigma_i^{max})/\partial(\dot{n})$  для колеса турбины ТКР-8.5ТВ

толщине турбины ТКР-8.5ТВ и дисперсии допускаемой и реальной разнотолщинности по поверхности лопатки и ступицы рассчитано стандартное отклонение  $\sigma_i^{max}$ , равное 1.6% от  $\sigma_{i,ном}^{max}$ , что указывает на относительно невысокое влияние разнотолщинности на максимальные напряжения в поле центробежных сил. Качественно из рис. 5 видно, что область у корня лопатки на выходе потока для спинки и корытца имеет чувствительность разного знака, то есть наибольшее влияние на  $\sigma_i^{max}$  оказывает перемещения срединной поверхности лопатки, а не изменение толщины. Для области лопатки вдоль внешнего меридионального обвода напротив –  $\sigma_i^{max}$  растет с увеличением толщины. Снижение толщины межлопаточной области диска приводит к снижению  $\sigma_i^{max}$ .

Учет погрешностей формообразования колеса турбины практически не меняет величины и характера температурного воздействия со стороны отработанных в цилиндрах ДВС газов.

**5. Влияние технологических погрешностей на характеристики динамической прочности рабочих колес турбин.** Реальная „разнотолщинность” лопаток приводит также к частотной расстройке лопаток идеально циклически-симметричной конструкции (ЦСК) колеса. Это сказывается на расщеплении ранее кратных собственных частот (СЧ) колебаний лопаточного венца, искажении ранее гармонических в окружном направлении (для сходных точек) собственных форм (СФ) колебаний, вызывает перераспределение энергии при вынужденных колебаниях между лопатками и, в конечном итоге, приводит к разбросу резонансных напряжений, повышению динамической нагруженности лопаточного венца ТКР в целом. С учетом известного характера кривой усталостной прочности 50% повышение динамических напряжений ( $\sigma_i^{max}$ ) может в 3-5 раз снизить ресурс изделия.

Неразъемность колеса и высокие СЧ обуславливают относительно малые уровни демпфирования, что повышает опасность резонансных напряжений. Кроме того, структура спектра СЧ такова (табл. 3), что в нижней части располагается пакет „лопаточных” частот колебаний, порожденный первой СФ колебаний изолированной лопатки. Относительная плотность этого пакета соизмерима

с величиной частотной расстройки изолированной лопатки, что характеризует наиболее опасную, в смысле возможности реализации максимальной перегрузки, область соотношения параметров.

Таблица 3

Собственные частоты  $\omega_i$  лопаток, диска и турбоколеса ТКР-8.5ТВ, Гц

$I$	Изолированная лопатка турбоколеса			Ступица турбоколеса (без лопаток)		
	1	2	3	1	2	3
$\omega_i$	7242	15032	19292	9950*	1005	10875*

№	Лопаточное колесо турбины (лопаточный пакет СФ), * – кратные частоты					
$i$	1, 2	3, 4	5, 6	7, 8	9, 10	11
$p_i$	6075*	6126*	6135*	6140*	6145*	6365
$m$	1	2	3	4	5	0

$I$	Дисковые СФ		Лопаточный пакет СФ на основе 2-й СФ лопатки					
	12	13, 14	15, 16	17, 18	19, 20	21, 22	23, 24	25
$p_i$	10490	10690	12000	12190	12285	12333	12355	12990
$M$	0	1	2	3	4	5	6	0

Заслуживает внимание две постановки задачи – *экстремальная и статистическая*. *Первую* можно сформулировать следующим образом: „Насколько максимально могут увеличиться резонансные напряжения (эту величину называют „перегрузкой” ( $\beta$ )) при наихудшем расположении разночастотных лопаток, и реализуемы ли данные значения для характерных погрешностей формообразования серийной технологии изготовления?”. Независимо от характера связи лопаток как подсистем ЦСК (упругой, инерционной, аэроупругой и т.д.) подсчитано максимально возможное значение перегрузки ( $\max \beta$ ) 11-лопаточного колеса для резонанса на ранее кратной СЧ  $\max \beta^{кр} = 1,67$  (для некротной СЧ –  $\max \beta^{некр} = 2,16$ ).

Исходя из специфики спектра СФ колеса (нижний пакет СФ колеса порожден первой СФ лопатки, зоны высокой чувствительности колебаний данного пакета расположены на лопатках – рис. 6, фактор плотности СЧ пакета важнее точного соответствия частот) далее использовалась дискретная модель лопаточного венца (рис. 6) с упругой связью подсистем, соответствующей колесам турбин ТКР-8,5ТВ по значению и ширине „лопаточного” пакета СЧ. В настоящей работе для такой модели проведена оценка реализуемости (табл. 4) наихудших частотных расстроек. Как показано ниже, все значения частотных расстроек на-

ходятся в коридоре возможных частотных отклонений используемой серийной технологии.

Частотная расстройка лопаток для литейной технологии изготовления всего колеса носит случайный характер и не допускает селективной сборки (в отличие от осевых турбомашин). В статистической постановке задачи по статистическим характеристикам отклонений геометрии (или разночастотности) лопаток (как правило используется гипотеза нормального распределения) исследуется плотность вероятности перегрузки при резонансных колебаниях. Чтобы ответить на вопрос, приведет ли повышение точности формообразования колес (например, за счет освоения новых технологий) к снижению перегрузки в статистической постановке, требуется построить зависимость стохастических характеристик перегрузки от исходных характеристик (дисперсии разночастотности лопаток).

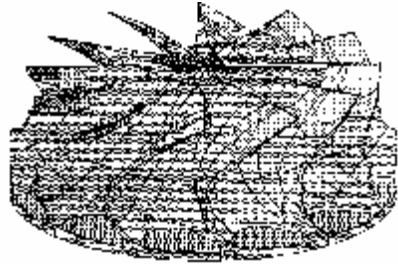


Рис. 6. АЧ синфазной СЧ  $\partial(p_{13})/\partial(\dot{n})$  лопаточного пакета СЧ (турбина ТКР-8.5ТВ)

Таблица 4

Наихудшие (четные) расстройки  $PR_i = (\Delta p_i^2 / p_{\text{ном}}^2) / R^2$ , вызывающие максимальную перегрузку  $\beta^{\text{max}}$  при резонансе  $k$ -й гармоники возбуждения ( $p_{\text{ном}} = 7,5$  КГц, вязкое трение  $n = 0,1$ ,  $R^2 = 0,01$ ,  $N = 11$ )

K	PR <sub>i</sub> (i – номер лопатки)						β
	i=1	i=2, 11	i=3, 10	i=4, 9	i=5, 8	i=6, 7	
k = 0	-1,042	3,7994	0,5781	0,3419	0,6591	0,4330	2,1573
k = 1	-0,3683	3,6298	0,7651	0,6905	0,8534	0,8005	1,6725
k = 2	-0,0217	5,9146	0,5371	0,5371	0,6255	0,5366	1,6723
k = 3	-0,0551	-12,363	-0,2113	-0,2464	-0,1550	-0,2646	1,6715
k = 4	-0,0018	-3,8313	0,2001	-0,9743	-0,8505	-0,7502	1,6699
k = 5	1,7835	-2,0662	0,4598	0,4121	0,5366	-0,3232	1,6689

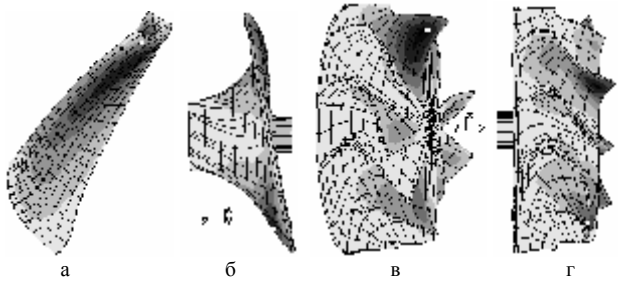
Экспериментально (с использованием частотного анализатора фирмы „Брюль и Кьер“ для изолированных лопаток) установлено, что величина разброса основного тона реальных лопаток (6700 Гц) находится для исследованных колес турбин ТКР-8.5ТВ в интервале до 300-500 Гц с дисперсией  $\sigma[\Delta p_i] \leq 100$  Гц. Будем использовать „параметр расстройки“ (PR) [2], определяемый для колеса как отношение квадрата максимальной относительной частотной расстройки лопатки к плотности моделируемого пакета собственных частот („порожденного“ первой собственной формой колебаний изолированной лопатки):

$$PR = \max_{i=1,N} \{ (p_i^2 - p_{\text{ном}}^2) / p_{\text{ном}}^2 \} / R^2, \quad (1)$$

где  $R^2 = [(f_N - f_1) / f_1] / 4$  – четверть относительной ширины пакета собственных значений (примерно квадрат половины относительной ширины пакета СЧ), определяемая в модели величиной слабых упругих связей. Из табл. 3 видно, что для лопаточного пакета  $R^2 \cong 2,44\%$ . Таким образом, применяемая серийная технология характеризуется уровнем параметра расстройки  $\sigma[PR] \cong 1,2$  ( $PR_{\max} \cong 5$ ).

Рис. 7. Собственные частоты и формы колебаний турбины ТКР-8.5ТВ:

- а –  $\omega_l^{\text{лопатки}} = 7242$  Гц;
- б –  $\omega_l^{\text{ступицы}} = 9950$  Гц;
- в –  $p_{5,6}^{\text{кол}} = 6135$  Гц;
- г –  $p_{15,16}^{\text{кол}} = 12000$  Гц



„Аналитическое решение” задачи в статистической постановке в рамках линейных соотношений АЧ перегрузки к частотной расстройке лопаток и применения статистических теорем о линейных операциях над нормально распределенными случайными величинами (методами статистической динамики) ограничено областью применимости первых приближений классического (системы с сильной связью) или модифицированного (системы с очень слабой связью) методов возмущений. Однако для исследуемых уровней параметра расстройки ( $PR \cong 0,5-5$ ) характерен существенно нелинейный вид зависимости перегрузки системы от величины частотной расстройки лопаток. Это не позволяет использовать линейные (или квадратичные) соотношения при описании динамических характеристик расстроенных систем.

Поэтому для поиска вероятностных характеристик перегрузки оправданно применение методов математической статистики, где в качестве выборки наблюдений случайной величины выступает совокупность перегрузок системы, рассчитанных путем численной генерации в рамках нормального закона распределения. В настоящей работе метод численного эксперимента использовался для дискретной модели (рис. 8). Разночастотность лопаток считалась

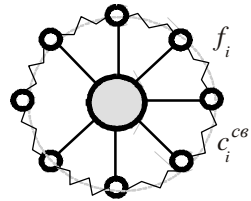


Рис. 8 Дискретная модель квазипериодической конструкции, состоящей из набора упруго связанных между собой подсистем

нерандомизированной и распределенной по нормальному закону с дисперсией  $\sigma(PR_i)$ .

В качестве генератора случайных расстроек использовалась стандартная подпрограмма генерации случайных чисел с постоянным законом распределения на открытом участке  $]0,1 [$  с инициализацией по текущему времени, которые по известным зависимостям преобразовывались в нормальное распределение разночастотности лопатки с заданным математическим ожиданием (МО) и средне-

квадратичным отклонением (СКО,  $\sigma$ ). Выборка случайной величины разночастотности для каждой отдельной лопатки предварительно проверялась на соответствие нормальному закону распределения по критерию  $s^2$  с уровнем значимости  $\alpha = 75\%$ . Затем для 1000 полученных таким образом видов расстроенных венцов решалась задача вынужденных колебаний, рассчитывались статистические характеристики  $\beta[\sigma(\Delta f_i)]$  или  $\beta[\sigma(PR)]$ . Зависимость  $MO\{\beta[\sigma(PR)]\}$  строилась аналогично по 25 значениям  $\sigma^*(\Delta f_i)$  для заданной гармоники возбуждения (рис. 9).

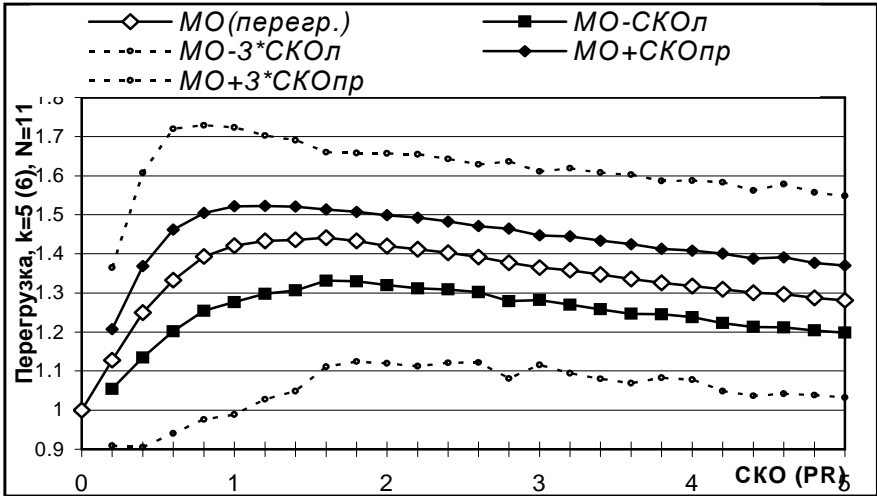


Рис. 9. Зависимость МО перегрузки  $MO\{\beta[\sigma(PR)]\}$  от величины СКО „параметра расстройки” при резонансе с 5 (6) гармоникой возбуждения,  $N = 11$  (вертикальная пунктирная линия –  $СКО(PR)=1.2$  серийной технологии изготовления турбоколес, пунктиром „жирно” – максимальный уровень ( $PR_{max} \cong 5$ ), штрихпунктиром горизонтально – предельные оценки перегрузки ( $\beta_{max} = 1,67$ ))

По данной методике исследовалось 11-ти лопаточное колесо турбины ТКР-8.5ТВ ( $N = 11$ ). На рис. 9 приводится зависимость МО перегрузки ( $MO\{\beta[\sigma(PR)]\}$ ) от величины СКО „параметра расстройки” ( $\sigma[PR]$ ) при резонансе с 5 (6) гармоникой возбуждения, а также интервалы  $MO(\beta)+\sigma(\beta)^{слева}$ ,  $MO(\beta)+3*\sigma(\beta)^{слева}$ ,  $MO(\beta)+\sigma(\beta)^{справа}$ ,  $MO(\beta)+3*\sigma(\beta)^{справа}$ , предельные оценки перегрузки  $\beta^{max}=1,67$ ,  $\beta^{min}=1,0$ . Для  $\sigma[PR]^{серийн.} \cong 1,2$  при резонансе на гармонике возбуждения  $k=5$  или  $k=6$ :  $MO(\beta)=1.44$ ,  $\sigma(\beta) = 0,1$ , коэффициент асимметрии – 0,85, коэффициент эксцесса – 0,4.

**Выводы.** Очевидно, что точность реального оптимального ресурсного проектирования конструкции должна соответствовать точности ее изготовления. Литейная технология изготовления колес турбин и компрессоров, обладая несо-