

17315894

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
С С С Р

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшее
техническое училище имени Н.Э. Баумана

СКВОРЦОВ Александр Владимирович

На правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТОЧНОСТНЫХ ФАКТОРОВ НА КАЧЕСТВО
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Специальность 05.02.10 -

Стандартизация и управление качеством продукции
в энергетическом машиностроении

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Москва, 1977 г.

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
С С С Р

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшее
техническое училище имени Н.Э. Баумана

СКВОРЦОВ Александр Владимирович

На правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТОЧНОСТНЫХ ФАКТОРОВ НА КАЧЕСТВО
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Специальность 05.02.10 -

Стандартизация и управление качеством продукции
в энергетическом машиностроении

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Москва, 1977 г.

М 315894

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1315894

Скворцов А.В. Исследование

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена Трудового
Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э. Баумана

Научный руководитель
к.т.н. доцент

А.Н. Виноградов

Научный консультант
Засл. деятель науки и техники
РСФСР

д.т.н. профессор

А.И. Якушев

Официальные оппоненты

д.т.н. профессор

А.Д. Никифоров

к.т.н.

Б.Н. Бубнов

Ведущее предприятие указано в решении Ученого Совета

Защита состоится " 30 " мая 1977 г. на заседании
специализированного Ученого Совета К053.15.01 по автоматизации в машиностроении МВТУ им. Н.Э. Баумана по адресу:
Москва, 107005, 2-я Бауманская ул., дом 5.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах,
заверенные печатью, просим направлять по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке
МВТУ им. Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан "24" апреля 1977 г.

Ученый секретарь специализированного
Ученого Совета
к.т.н. доцент

Г.Н. Мельников

Л 79778 подл. к печати 22/4-77г. Объем I п. л. тип. МВТУ зак. 838
тир. 100 экз.



Актуальность проблемы. К основным задачам, поставленным XXV съездом КПСС перед промышленностью, относится дальнейшее повышение качества выпускаемой продукции. Наряду с совершенствованием конструкции и технологии изготовления, важное место в управлении качеством изделий занимают стандартизация, унификация и агрегатирование. Одним из важнейших принципов стандартизации является обеспечение оптимальной точности элементов машин, исходя из их функционального назначения. Широкое применение этого принципа приносит наиболее эффективные результаты для тех изделий машиностроения, которые работают в напряженных эксплуатационных условиях, таких как центробежные турбокомпрессоры (ЦТК).

Одной из больших областей применения турбокомпрессоров в народном хозяйстве является использование их в качестве агрегатов наддува двигателей внутреннего сгорания тепловозов, кораблей, буровых и других энергетических установок. Основным направлением диссертации, выполненной в соответствии с перспективным планом развития компрессоростроения в СССР, является повышение качества турбокомпрессоров типа ТК, которые серийно изготавливаются по ГОСТ 9658-66. При изготовлении компрессоров данного типа не обеспечивается стабильность эксплуатационных показателей, полная взаимозаменяемость деталей и сборочных единиц, велик процент подгоночно-регулирующих работ. Для установления оптимальных величин важнейших функциональных параметров (ФП) требуются длительные конструкторско-доводочные испытания.

Цель работы является повышение качества ЦТК: увеличение их к.п.д., обеспечение безотказности работы и взаимозаменяемости деталей и сборочных единиц, сокращение времени конструкторской доводки, разработка нормативно-технической документации и стандартов по расчету величин и точности основных ФП.

Методы исследования. Теоретические исследования выполнялись на основе теории рабочего процесса в турбомашине, теории точности, гидродинамической теории смазки, теории прочности. Экспериментальные исследования проводились на Коломенском тепловозостроительном заводе им. В.В. Куйбышева. Измерения ФП и эксплуатационных показателей (ЭКП) осуществлялись при помощи вихретоковых, индуктивных и емкостных преобразователей перемещений, индикаторов из облученного алмаза, термпар, образцовых манометров. Обработка результатов экспериментов проводилась с использованием ЭВМ методами теории вероятности и математической статистики.

Научная новизна. Исследовано влияние зазоров между лопатками и корпусом центробежного компрессора на к.п.д. и степень повышения давления. Разработаны теоретические методы расчета величин зазоров между лопатками и корпусом, формирующихся под действием технологических и эксплуатационных факторов, коэффициента запаса точности балансировки, движения двухопорного жесткого ротора в подшипниках скольжения. Определено влияние дисбалансов и погрешностей формы вала на характер колебаний ротора в подшипниках.

Разработаны методики экспериментальных исследований по определению температурных полей деталей компрессора, по измерению зазоров между лопатками и корпусом, траекторий движения ротора в двух опорах скольжения. Для решения полученных уравнений автором разработаны программы для ЭВМ М-222 и ЕС-1020.

Практическая ценность. На основании исследований разработаны методики расчета зазоров между лопатками и корпусом, зазоров в подшипниках, погрешностей формы вала и дисбалансов. Применение методик позволяет повысить к.п.д. ступени компрессора примерно на 0,5%, что равносильно получению экономического эффекта в размере 45 тыс. рублей в год за счет уменьшения расхода топлива, обеспечить безотказность работы компрессора и практически исключить подгоночные работы при сборке. На КТЗ им. В.В. Куйбышева внедрена методика и вихретоковая аппаратура, позволяющие проводить измерения зазоров в рабочих органах компрессоров в процессе их работы. Методики расчета коэффициента запаса точности балансировки и суммирования погрешностей с учетом действия эксплуатационных факторов нашли свое отражение в разработанных при участии автора ГОСТ 22061-76 "Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения" и рекомендациях Госстандарта СССР "Цепи размерные. Методы суммирования векторных погрешностей". Экономический эффект от внедрения результатов исследований составил около 92 тыс. рублей в год.

Апробация работы. Результаты работы доложены и обсуждены: 1) на секции метрологии Всесоюзной научно-технической конференции "Совершенствование процессов финишной обработки в машиностроении", г. Минск, 1975г. и 2) на научно-методическом семинаре кафедры "Метрология и взаимозаменяемость", МВТУ им. Н.Э.Баумана. Основной материал диссертации изложен в восьми печатных работах.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключительной части, включающей в себя результаты внедрения и вы-

выводы, приложений и содержит 135 страниц машинописного текста, 11 таблиц, 85 рисунков, список литературы из 114 наименований.

Во введении раскрывается актуальность работы в свете решений XXV съезда КПСС по повышению качества выпускаемых изделий и перспективного плана развития компрессоростроения в СССР.

В I главе дается обзор литературных и производственных данных, характеристика центробежных турбокомпрессоров и анализ влияния их точностных параметров на показатели качества.

Согласно исследованиям Орлина А.С., Круглова М.Г. и др. применение газотурбинного наддува позволяет повысить удельную мощность и экономичность двигателей внутреннего сгорания. Анализ служебного назначения ЦТК показал, что их основными ЭКП являются: к.п.д. η_k , степень повышения давления π_k , производительность G , вероятность безотказной работы, средний ресурс и др. На основании проведенного автором исследования статистики отказов удалось установить, что примерно в 55% всех случаев выход из строя турбокомпрессоров происходит из-за разрушения лопаток вследствие касания их о корпус, задиrow шеек ротора, износа подшипников. Эти отказы обусловлены необоснованным назначением точности на зазоры между лопатками и корпусом центробежного компрессора, на зазоры в подшипниках жидкостного трения, на погрешности формы вала и неуравновешенность ротора.

Величина зазора между лопатками и корпусом S во многом определяет η_k и π_k . В работах Васильева В.П., Селезнева К.П., Шерстюка А.Н., Нефедова В.А., Памкирина Д., Эккерта Б. и др. экспериментальным путем установлено, что при изменении относительного зазора $\Delta S = \frac{\Delta S}{B_p}$ (где B_p — ширина лопатки) на 1% относительный к.п.д. $\Delta \eta_k = \frac{\Delta \eta_k}{\eta_k}$ изменяется на 0,1–0,27%. Существенное рассеяние результатов экспериментальных исследований, а также отсутствие теории, позволяющей оценивать изменение $\Delta \eta_k$ в функции от зазора, затрудняет экстраполяцию полученных данных на вновь разрабатываемые типоразмеры компрессоров.

Стабильность к.п.д. и степени повышения давления зависит от величин полей рассеяния зазоров между лопатками и корпусом. Теория, позволяющая обеспечивать точность и взаимозаменяемость элементов машин, исходя из их функционального назначения, разработана в трудах Балакшина Б.С., Бруевича Н.Г., Тайца Б.А., Якушева А.И., Шевелева А.С. и др. Исследования точности, проведенные в облас-

ти компрессоростроения Калитенко В.Г., Виноградовым А.Н., Гофлиным и др. показали, что величины зазоров в рабочих органах компрессоров изменяются под действием технологических и эксплуатационных факторов. Поэтому с целью устранения контакта между подвижными и неподвижными частями конструкции необходимо производить коррекцию теоретических профилей торцев лопаток для того, чтобы гарантировать некоторую минимальную величину зазора $-S_{min}$.

Величины зазоров в подшипниках скольжения оказывают существенное влияние на формирование зазоров в сопряжении "лопатка-корпус", а также во многом определяют безотказность работы самих подшипников. Однако современные методы точностных расчетов в приложении к ним основаны на решении уравнения Рейнольдса для давлений при стационарном нагружении. Поэтому эти методы для легконагруженных подшипников быстроходных турбомашин не всегда применимы. Исследованию подшипников скольжения с учетом турбулентности и сил инерции слоя жидкости посвящены работы Бургвица А.Г., Ивановой Н.С., Токаря И.А., Тондля А., Константиnescу В., и др. Погрешности формы и расположения цапфы и вкладыша существенно изменяют несущую способность подшипников и должны учитываться при расчете минимальной толщины масляной пленки. Исследования подшипников при наличии погрешностей формы и расположения проведены Коровчинским В.М., Хрисановой Л.Б., Поздовым И.Н. и др. только для неподвижного центра ротора, что не всегда приемлемо. Так, Григорьевым и др. зафиксировано возрастание вибраций вала при наличии у него погрешностей формы. Исследованию влияния дисбалансов ротора на работу подшипников скольжения уделяется недостаточное внимание, хотя, например, в работах Гродзиевского В.М., Шубина А.А. и др. отмечается резкое возрастание амплитуд колебаний ротора и появление ударных нагрузок при наличии у ротора дисбалансов, превышающих некоторые критические значения. Опыт ряда отраслей промышленности показывает, что неуравновешенность в процессе эксплуатации изделий может существенно увеличиваться. Поэтому проблема балансировки признана одной из важнейших в деле повышения качества машин. Серьезное внимание уделяется стандартизации параметров и методов балансировки с точки зрения обеспечения заданных величин дисбалансов в течение всего срока эксплуатации изделий машиностроения.

На основании вышеизложенного в работе ставятся следующие

задачи исследований: 1) определить влияние зазоров между лопатками и корпусом центробежного компрессора на η_k и η_k ; 2) разработать классификацию погрешностей и методику расчета зазоров с учетом действия технологических и эксплуатационных факторов; 3) установить фактическую точность изготовления деталей; 4) провести исследования температурных полей деталей компрессора и изменения зазоров между лопатками и корпусом в процессе его работы; 5) разработать методику регламентации зазоров в подшипниках, погрешностей формы вала и неуравновешенности; 6) провести измерения колебаний ротора, толщины масляной пленки и температуры подшипников в двух опорах; 7) разработать рекомендации и стандарты по обеспечению высокого к.п.д. и безотказности работы турбокомпрессоров.

Во второй главе приводятся результаты теоретических исследований влияния зазоров между лопатками и корпусом на к.п.д. и методика расчета величин и точности зазоров с учетом действия технологических и эксплуатационных факторов.

На основании исследования характера течения газа в компрессорной части установлено, что изменение относительного к.п.д.

в функции от зазора, выражается уравнением:

$$\Delta \eta = q_5 (G H_{ad})^{-1} \mu^* \{ (p_1 + p_2) \omega^3 (r - C_{10} U_1)^{1.5} [B(C_{10}^2 + U_1^2)]^m \int_0^{\ell_{oc}} S \cdot d\ell + + 75.2 \cdot p_k \omega^3 m \int_{\ell_{oc}}^L S \cdot Z^2 \omega^2 d\ell \} + q_5 (G H_{ad})^{-1} 4 \eta^* \lambda^* p \cdot V \int_0^L \frac{Z^3}{S} d\ell \quad (I)$$

где μ^* — приведенный коэффициент расхода; ω — угловая скорость; m — число лопаток; p_1, p_2, p_k — соответственно плотность газа на входе и на выходе из вращающегося направляющего аппарата и в колесе компрессора; ω — относительная скорость; t — шаг решетки; C_{10} — осевая составляющая скорости; U_1 — окружная скорость; B — длина хорды профиля; Z — радиус; V — кинематическая вязкость; λ^* — эмпирический коэффициент трения; ℓ_{oc} — длина осевого участка компрессора; L — длина профиля торцев лопаток; G — расход; H_{ad} — адиабатическая работа.

Сравнение результатов расчетов по уравнению (I) с опытными данными, полученными на КТЗ им. В.В. Куйбышева, показало их хорошее совпадение. При этом было обнаружено, что при $S = 0,1 - 0,2$ мм к.п.д. принимает максимальное значение. Однако обеспечение такой величины зазора на практике, ввиду ее малости, связано с резким возрастанием вероятности задевания лопаток о корпус в процессе работы компрессора. На основании газодинамических зависимостей была установлена также взаимосвязь между изменением относительной степени повышения давления $\Delta \Pi_k = \frac{\Delta P_k}{P_k}$ и величиной $\Delta \bar{z}$.

величина зазора является переменной по длине сопряжения и зависит от режимов эксплуатации. В общем случае она является функцией следующих обобщенных погрешностей: смещения теоретического профиля в радиальном $-\Delta X$ и осевом $-\Delta Y$ направлениях; поворота теоретического профиля $-\Delta \alpha$ относительно некоторой точки с координатами $\Delta X_n, \Delta Y_n$; погрешностей формы $-\Delta f$.

С учетом этих погрешностей уравнение реальной поверхности корпуса (или траектории торцев лопаток) выражается следующим уравнением, которое было получено автором:

$$(X - \Delta X_n) \sin \Delta \alpha + (Y - \Delta Y_n) \cos \Delta \alpha = F[(X - \Delta X_n) \cos \Delta \alpha - (Y - \Delta Y_n) \sin \Delta \alpha + \Delta X_n - \Delta X + \sin \alpha \operatorname{ctg} F'(x) \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m C_{ki} \cos(k\varphi + \varphi_k) \cdot \sin \frac{i\eta \int_a^x \sqrt{1 + [F'(x)]^2} dx}{2 \int_a^b \sqrt{1 + [F'(x)]^2} dx}] + \Delta Y - \Delta Y_n - \cos \alpha \operatorname{ctg} F'(x) \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m C_{ki} \cos(k\varphi + \varphi_k) \cdot \sin \frac{i\eta \int_a^x \sqrt{1 + [F'(x)]^2} dx}{2 \int_a^b \sqrt{1 + [F'(x)]^2} dx}, \quad (2)$$

где C_{ki} — амплитуда некоторой гармоники погрешности формы;

φ — ее фаза; $F(x)$ — некоторая теоретическая функция поверхности;

a и b — граничные точки сечения поверхности.

На основе уравнения (2) были получены аналитические выражения для основных поверхностей, которые применяются в компрессоростроении. При этом суммарные значения $\Delta X, \Delta Y, \Delta \alpha$ в свою очередь зависят от большого числа технологических и эксплуатационных факторов. Так, например, минимальная величина радиального зазора $-S_{x \min}$ находится

$$S_{x \min} = \Delta X = E_c S_{xc} + E_c S_{xk} - E_c S_{xnl} + E_c S_{xu32} + E_c S_{xu34} + E_c S_{xd}, \quad (3)$$

где в качестве составляющих фигурируют смещения координаты середины поля допуска под действием силовых $-E_c S_{xc}$ и температурных $-E_c S_{xk}$ деформаций, всплыва ротора на масляной пленке $-E_c S_{xnl}$, изгиба вала $-E_c S_{xu32}$, износа посадочных мест $-E_c S_{xu34}$ эксплуатационного перекоса ротора $-E_c S_{xd}$.

Для суммирования систематических и случайных погрешностей, входящих в качестве составляющих в обобщенные погрешности $\Delta X, \Delta Y, \Delta \alpha$, разработана специальная методика. При этом предварительно была произведена классификация погрешностей. Показано, что в ряде случаев векторные погрешности необходимо суммировать как скалярные и учитывать передаточные отношения.

Вычисление минимальных величин зазоров, а также величины кор-

рекции теоретических профилей торцев лопаток с целью компенсации технологических и эксплуатационных погрешностей производилась на основании системы уравнений, содержащей уравнения реальных поверхностей деталей вида (2), образующих сопряжение "лопатка-корпус". Расчет системы был выполнен по специально разработанной программе на ЭВМ ЕС-1020.

Третья глава посвящена исследованию факторов, формирующих зазоры между лопатками и корпусом в процессе производства и эксплуатации ЦТК.

Исследование фактической точности изготовления основных деталей турбокомпрессоров ТК-34 и ТК-38 позволило установить, что, несмотря на то, что рассеяние большинства размеров находится в пределах поля допуска, величины неправильно принятых - M_i и неправильно забракованных деталей - N_i , а также теоретический процент брака существенно превышают допустимые. Это объясняется наладкой станочного оборудования на предельное отклонение, соответствующее исправимому браку, нестабильностью технологического процесса и неправильным выбором измерительных средств. Поэтому для ряда размеров в условиях мелкосерийного производства рекомендовано производить наладку на координату середины поля допуска. На основании исследований были выбраны рациональные средства измерения. В результате проведенных мероприятий количество неправильно принятых и неправильно забракованных деталей уменьшилось в 2-3 раза. Данные по фактической точности использовались для расчета размерных цепей, определяющих величины зазоров в радиальном и осевом направлениях.

Существенную роль в формировании зазоров играют температурные деформации деталей статора и ротора. С целью их определения исследованы температурные поля колеса компрессора и корпуса при помощи индикаторов из облученного алмаза. Полученные после расшифровки значения температур были взяты в качестве граничных условий первого рода при решении на ЭВМ уравнения Лапласа методом конечных разностей. Установлено, что градиент температур между входной и выходной кромками лопатки вдоль наружной линии тока равен 60° , а вдоль внутренней - 80° . Температура в корпусе, сопряженном с колесом, выше температуры лопаток на 40° на радиальном участке и на 25° - на осевом. Это приводит к увеличению радиального зазора, уменьшению осевого и к изменению к.п.д. ступени.

Расчет зазоров между лопатками и корпусом был проверен

их непосредственным измерением с использованием вихретовых преобразователей перемещений, для чего заводской стенд был доукомплектован соответствующей аппаратурой. Проведенные по разработанной методике измерения показали, что на максимальной частоте вращения ротора величина осевого зазора равна 0,36 мм, а радиального – 0,76 мм при начальных величинах зазоров 0,9 мм. При относительно быстром пуске компрессора со средним ускорением 19,2 рад/с² изменение осевого зазора составило 0,54 мм, а радиального – 0,24 мм, тогда как при нормальном (12 рад/с²) – соответственно 0,37 мм и 0,08 мм, что находится в соответствии с ранее найденным распределением температур в деталях статора и ротора. Таким образом, наиболее лимитирующим по надежности является осевой зазор в режиме максимально быстрого пуска. В результате исследований радиальный зазор был уменьшен на 0,4 мм, а осевой – на 0,1 мм, что приводит к увеличению к.п.д. ступени примерно на 0,5%.

На основании анализа составляющих погрешностей измерения установлено, что суммарная погрешность не превышает ± 75 мкм, то есть находится в пределах, регламентированных ГОСТ 8051-73.

В четвертой главе приводятся теоретические и экспериментальные исследования влияния точностных параметров подшипников и ротора на колебания вала, толщину масляной пленки и на величины зазоров между лопатками и корпусом.

В основу теоретических исследований была положена система уравнений, описывающая относительное движение центра вала в поле зазора – S_n :

$$\begin{cases} MS_n \frac{d^2 x}{dt^2} - MS_n x \left(\frac{d\Gamma}{dt} \right)^2 = Mg \cos \Gamma + D \omega^2 \cos(\omega t - \Gamma) + P_e \\ MS_n \frac{d^2 \Gamma}{dt^2} + 2MS_n \frac{dx}{dt} \frac{d\Gamma}{dt} = Mg \sin \Gamma + D \omega^2 \sin(\omega t - \Gamma) + P_\Gamma \end{cases} \quad (4)$$

в которой M – масса ротора; D – дисбаланс; μ – динамическая вязкость; x – относительный эксцентриситет; Γ – угол отклонения линии центров от вертикали; P_e и P_Γ – составляющие реакции масляного слоя, которые вычислялись по методике Бургвица А.Г.

Для обеспечения безотказности работы подшипников необходимо на всех режимах гарантировать некоторую минимальную толщину масляной пленки между поверхностями трения. Интегрирование системы (4) на ЭВМ показало, что при незначительной статической нагрузке на опоры на рабочих скоростях возможны режимы, при которых толщина масляной пленки резко уменьшается. Установлено преобладающее

влияние величины зазора и дисбаланса на характер движения центра ротора. При неизменном зазоре с малым D колебания ротора незначительны. В дальнейшем с ростом D может наступить режим отрыва вала от опорной поверхности с последующим ударом, а затем и круговой обкат, приводящий к интенсивному износу. С увеличением зазора увеличивается диапазон устойчивой работы. На основании проведенных исследований было рекомендовано вместо посадки в подшипниках со средним зазором 0,235 мм применить посадку $\varnothing 55 F 7/c6$ для низкоскоростной балансировки и $\varnothing 55 C7/c6$ – для высокоскоростной. В последнем случае коэффициент запаса точности балансировки примерно в 1,6 раза больше, чем для существующей посадки. Расчеты также показали, что при наличии у вала погрешностей формы, больших 0,025 – 0,035 мм, может наступить режим ударной нагрузки подшипника, поэтому эти значения погрешностей формы являются критическими. Полученные приближенные зависимости для P_e и P_f двухцентрового подшипника позволили установить величину радиального зазора в вертикальной плоскости, близкую к оптимальной. Согласно расчету она оказалась равной 0,2 мм при толщине технологической прокладки – 0,15 мм.

Наибольшее приближение к реальным условиям дает разработанная математическая модель движения двухопорного жесткого ротора в подшипниках жидкостного трения, которая основана на динамических и кинематических уравнениях Эйлера для твердого тела, имеющего 6 степеней свободы. Исследование данной модели показало, что при регламентации величин зазоров между лопатками и корпусом необходимо учитывать толщину масляной пленки порядка нескольких микрон и полный перекося в поле зазоров.

В результате теоретических и экспериментальных исследований установлено, что дисбалансы роторов ЦТК к концу срока эксплуатации увеличиваются в 4–5 раз. Для определения изменения неуравновешенности разработана методика расчета коэффициента запаса точности балансировки $K_{\text{зт}} = \frac{D_{\text{ф}}}{D_{\text{ост}}}$, где $D_{\text{ф}}$ – допустимый дисбаланс в конце срока эксплуатации, а $D_{\text{ост}}$ – дисбаланс, который получается сразу после балансировки. В свою очередь $D_{\text{ф}} = D_{\text{техн}} + D_{\text{эк}}$. Технологический дисбаланс складывается из $D_{\text{техн}} = D_{\text{ост}} + D_{\text{прив}} + D_{\text{монт}}$, где $D_{\text{монт}}$ и $D_{\text{прив}}$ – дисбалансы вносимые при монтаже и при присоединении привода. Эксплуатационный дисбаланс $-D_{\text{эк}}$ является функцией градиента температур $-D_{\text{тем}}$, угловой скорости $-D_{\omega}$ и наработанного ресурса $-D_{\text{рес}}$, то есть $D_{\text{эк}} = D_{\text{тем}} + D_{\omega} + D_{\text{рес}}$. Применение данной методики позволяет существенно увеличить ресурс машин

Экспериментальные исследования подшипников проводились на ЦТК ТК-38. При этом измерялись траектории движения ротора одновременно в двух опорах скольжения, толщина масляной пленки при помощи индуктивных и емкостных преобразователей, температурное состояние подшипников при различных параметрах подаваемого масла на всех основных режимах работы агрегата. Измерения подтвердили ранее сделанное заключение о нестационарности характера движений ротора. Так, его колебания до $\omega = 1250-1700$ рад/с были сравнительно небольшими. Затем при увеличении угловой скорости происходило резкое возрастание амплитуд колебаний до величин, практически охватывающих весь зазор. Одновременно толщина масляной пленки уменьшалась до 1,5-8 мкм, а температура подшипников увеличивалась до 470-480°К. На закритическом режиме угловая скорость прецессии в турбинном подшипнике равнялась $0,41-0,46\omega$, а в компрессорном — была равна угловой скорости вращения ротора. Такой характер движения ротора и наличие износа посадочных мест приводит к уменьшению зазоров между лопатками и корпусом на 30-40% и более.

В пятой главе производится расчет и регламентация зазоров в сопряжении "лопатка-корпус" центробежного компрессора.

Влияние температурных и силовых деформаций на величины зазоров определялось на основании температурных полей, полученных экспериментально. Деформации колеса компрессора находились при помощи решения на ЭВМ методом последовательных приближений интегральных уравнений напряженного состояния несимметричного обремененного диска, полученных Заварцевой Н.А. Изгиб диска определялся по формуле $\sqrt{-\int_0^{r^2} \frac{(\epsilon_r - \epsilon_z)}{n} dz}$, в которой ϵ_r , ϵ_z — относительные деформации на боковых сторонах диска, h — толщина диска. Деформации лопаток были найдены на ЭВМ посредством решения уравнений их напряженного состояния по схеме пластины, предложенных Черниним В.М. Расчет температурных деформаций корпусных деталей проводился в предположении, что температурные напряжения в деталях из алюминиевого сплава достаточно малы. Установлено, что температурные и силовые деформации приводят к увеличению радиального зазора на 0,11 мм и уменьшению осевого — на 0,43 мм, что согласуется с данными, полученными при непосредственном измерении зазоров.

На основании расчета размерных цепей по методике, изложенной в главе II с привлечением материалов по фактической точности деталей и с учетом действия эксплуатационных факторов было ус-

тановлено, что величины полей допусков осевого и радиального зазоров соответственно равны $T_{y_0} = 1,73 \text{ мм}$ и $T_{x_0} = 0,17 \text{ мм}$, а минимально безопасные величины зазоров $-S_{y_{\min}} = 0,80 \text{ мм}$ и $S_{x_{\min}} = 0,50 \text{ мм}$. Из расчета видно, что T_{y_0} существенно превышает чертежный допуск, равный $0,20 \text{ мм}$, и для его обеспечения на практике требуется проведение подгоночно-регулирующих работ. С целью их устранения была определена кратчайшая размерная цепь и регламентирована точность ее составляющих звеньев таким образом, чтобы величина поля допуска на осевой зазор не превышала $0,25 \text{ мм}$. К одним из основных факторов, приводящих к значительному рассеянию зазоров, следует отнести отсутствие точных средств измерения для контроля профиля торцев лопаток центробежного компрессора. Для устранения этого недостатка автором был разработан прибор на основе механического копирования, погрешность которого не превышает $\pm 25 \text{ мкм}$, позволяющий улучшить качество контроля и практически исключить подгоночные работы при сборке компрессоров.

В работе приводятся рекомендации, направленные на повышение качества турбокомпрессоров типа ТК.

ВЫВОДЫ

1. В результате теоретических исследований с использованием теории рабочего процесса центробежных компрессоров получены аналитические зависимости для определения влияния зазоров в сопряжении "лопатка-корпус" на к.п.д. и изменение степени повышения давления. Установлено, что оптимальная величина зазора для турбокомпрессора типа ТК-38 равна примерно $0,2 \text{ мм}$ и с ростом размеров колеса она увеличивается пропорционально четвертой степени его диаметра.

2. На основе теоретических исследований и анализа особенностей конструкции, технологии изготовления и эксплуатации турбокомпрессоров произведена классификация систематических и случайных погрешностей, оказывающих влияние на величины и точность зазоров между лопатками и корпусом. Разработана методика суммирования указанных погрешностей. Установлено, что в ряде случаев векторные погрешности необходимо суммировать как скалярные и учитывать передаточные отношения.

3. На основании математических методов аналитической геометрии и теории двойных рядов Фурье разработана методика для расчета на ЭВМ минимальной и средней величин зазоров между лопатками

и корпусом центробежного компрессора, параметров скорректированного профиля торцев лопаток, позволяющая обеспечивать безотказность работы и сократить время доводки турбокомпрессоров.

4. В результате статистических исследований фактической точности изготовления деталей и сборочных единиц турбокомпрессоров типа ТК и точностной надежности средств измерения установлено, что в условиях мелкосерийного производства целесообразно производить наладку станочного оборудования на координату середины поля допуска. Разработаны рекомендации по выбору рациональных измерительных средств, в результате внедрения которых количество неправильно принятых и неправильно забракованных деталей уменьшилось в 2-3 раза.

5. Разработана методика исследования температурных полей деталей при помощи индикаторов из облученного алмаза. Установлено, что в корпусе, по сравнению с сопряженными с ним торцами лопаток, температура на радиальном участке зазора больше на 45° , а на осевом - на 25° . Градиент температур в лопатках вдоль наружной линии тока составил 60° , а вдоль внутренней - 80° . Такое распределение температур приводит к увеличению радиального зазора, уменьшению осевого и к изменению к.п.д. ступени компрессора.

6. Проведенные на основании разработанной методики измерения зазоров между лопатками и корпусом вихрековым методом показали, что наиболее опасным с точки зрения безотказности работы является осевой зазор в режиме максимально быстрого пуска. При этом осевой зазор уменьшается на 0,54 мм, а радиальный - только на 0,24 мм при начальных величинах зазоров 0,9 мм. В результате исследований радиальный зазор был уменьшен на 0,4 мм, а осевой - на 0,1 мм, что позволило повысить к.п.д. ступени на 0,5% и снизить расход топлива в двигателе на 0,1-0,2%.

7. На основании гидродинамической теории смазки разработана методика точностных расчетов легконагруженных быстроходных подшипников жидкостного трения и определена зона устойчивости. Установлено, что устойчивость движения ротора по отношению к воздействию неуравновешенных сил инерции возрастает с увеличением зазоров в подшипниках. При наличии у вала погрешностей формы, больших 25 мкм, может наступить режим ударной нагрузки. При регламентации зазоров между лопатками и корпусом необходимо учитывать полный перекося вала в поле зазоров и толщину масляной пленки порядка 5 мкм. Проведенные на ЭВМ расчеты позволили рекомендовать посад-

ки в подшипниках в зависимости от способа балансировки роторов.

8. На основе теоретических и экспериментальных исследований установлено, что неуравновешенность роторов в процессе производства и эксплуатации увеличивается в несколько раз. Анализ факторов, приводящих к изменению дисбалансов, позволил разработать методику расчета коэффициента запаса точности балансировки. Применение методики дает возможность управлять динамическим качеством машин на всех этапах использования их по служебному назначению.

9. Проведенные на основании разработанной методики измерения параметров подшипников скольжения показали, что характер движения ротора является нестационарным. Обнаружено резкое возрастание амплитуд колебаний вала, вызванное неуравновешенными силами инерции, и уменьшение толщины масляной пленки до 1,5–8 мкм после превышения частотой вращения некоторого критического значения, при этом температура подшипников увеличивалась до 470–480°К. Экспериментальные исследования позволили подтвердить характер траекторий и расположение зоны устойчивости, полученных при расчетах.

10. На основании проведенных на ЭВМ расчетов температурных и силовых деформаций деталей статора и ротора и других отмеченных выше факторов установлено, что минимально безопасные величины зазоров между лопатками и корпусом в осевом направлении равны 0,80 мм, а в радиальном – 0,50 мм. Регламентация точности составляющих звеньев позволяет уменьшить величину поля рассеяния на осевой зазор с 1,73 до 0,25 мм и тем самым практически исключить подгоночные работы при сборке компрессоров.

11. Результаты исследований по расчету и обеспечению точности основных функциональных параметров турбомашин нашли свое отражение в разработанных при участии автора ГОСТ 22061-76 "Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения" и в рекомендациях Госстандарта СССР "Цепи размерные. Методы суммирования векторных погрешностей".

12. Техничко-экономический эффект от внедрения нормативно-технической документации, рекомендаций, методик расчета и экспериментальных исследований составил для КТЗ им. В.В. Куйбышева около 92 тыс. рублей в год.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Схворцов А.В. Метрологическое исследование функциональ-

ных параметров турбоцентробежных компрессоров. Материалы I Всесоюзной Научно-технической конференции "Совершенствование процессов финишной обработки в машиностроении", г. Минск, изд. "Высшая школа", 1975.

2. Сворцов А.В. (соавт. Виноградов А.Н., Нефедов В.А.). Аналитический метод расчета поверхностей, образующих зазоры в турбомашинах. "Известия вузов. Машиностроение", № 3, 1975.

3. Сворцов А.В. (соавт. Виноградов А.Н., Нефедов В.А.). Профилирование торцев лопаток радиальных турбомашин. "Известия вузов. Машиностроение", № 5, 1975.

4. ГОСТ 22061-76. Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения.

5. Сворцов А.В. (соавт. Нефедов В.А., Виноградов А.Н.). Новое в вопросе стандартизации уравнивания роторов турбомашин. "Стандарты и качество", № 10, 1976.

6. Госстандарт СССР. Цепи размерные. Методы суммирования векторных погрешностей. Рекомендации. ВНИИМАШ, М., 1976.

7. Сворцов А.В. (соавт. Виноградов А.Н., Иванов Г.И., Лукина И.А.). Измерение зазоров между лопатками и корпусом центробежного компрессора вихретоковым методом. "Вестник машиностроения", № 1, 1977.

8. Сворцов А.В. Математическая модель движения двухопорного жесткого ротора. "Известия вузов. Машиностроение", № 3, 1977.