

М 165183

Министерство высшего и среднего специального образования

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

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

Инженер НЕФЕДОВ В. А.

**ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ
ТУРБОКОМПРЕССОРОВ КОМБИНИРОВАННЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ**

(на примере турбокомпрессора типа ТК-34)

(№ 05.251 Метрология и взаимозаменяемость)

Диссертация написана на русском языке

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им. Н. Э. Баумана, на кафедре «Метрология и взаимозаменяемость».

Научный руководитель —
заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор Якушев А. И.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук Майзель Л. М. (ЦНИИМПС)
кандидат технических наук Бубнов Б. Н.

Ведущее предприятие:
указано в решении Ученого Совета.

Автореферат 1972 г.

Защита диссертации на звание кандидата технических наук 1972 г.
на заседании кафедры метрологии и механизации производства

Москва
С. Б. Библиотечка МВТУ им. Баумана

Отпечатано в двух экземплярах

Уч

М 165183



1165183

Нефедов В.А. Функциональн

ВВЕДЕНИЕ.

В Директивах XXIV съезда по 9-ому пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР записано:

"Считать важнейшей задачей унификацию и нормализацию заготовок, узлов и деталей машин и механизмов межотраслевого применения, инструментов и технологической оснастки, типизацию технологий их изготовления, обеспечение при производстве однородных узлов и деталей полной их взаимозаменяемости в процессе использования".

Обеспечение "полной взаимозаменяемости в процессе использования" деталей, узлов, механизмов, изделий означает обеспечение их взаимозаменяемости по эксплуатационным показателям. Осуществление указанной задачи возможно тогда, когда конструирование, производство и эксплуатация изделий основаны на принципе функциональной взаимозаменяемости.

Для таких широко распространенных машин, как компрессоры, внедрение принципа функциональной взаимозаменяемости позволяет обеспечить не только стабильно высокие эксплуатационные показатели, но и значительно снизить производственные затраты, уменьшить трудоемкость регулировочных работ, ликвидировать брак, сократить сроки доводки и т.д.

В настоящей работе рассматриваются вопросы, направленные на обеспечение функциональной взаимозаменяемости турбокомпрессоров типа ТК-34, применяемых для наддува мощных транспортных дизелей.

I. Обзор и анализ литературных и производственных данных по вопросам функциональной взаимозаменяемости турбокомпрессорных машин. Постановка задачи.

Исследования по обеспечению функциональной взаимозаменяемости турбокомпрессоров включают в себя:

1. Установление основных эксплуатационных показателей.
2. Выявление функциональных геометрических параметров деталей и узлов и определение количественных связей между ними и эксплуатационными показателями изделий.

3. Выявление факторов, определяющих величину функциональных геометрических параметров деталей и узлов и точность их изготовления с целью получения оптимальных эксплуатационных пока-

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ БИБЛИОТЕКА

зателей изделий.

4. Разработку методов расчета и обеспечения установленных в исследовании необходимых точностных требований к основным деталям и узлам изделий.

Конструкция турбокомпрессоров комбинированных двигателей является типичной для всего класса турбомашин, что позволяет использовать методы и отдельные результаты исследований для других аналогичных конструкций.

В качестве примера, на котором рассмотрены основные методические положения диссертации и даны практические рекомендации, взят турбокомпрессор типа ТК-34, являющийся типовой конструкцией параметрического ряда ТК, регламентированного ГОСТ 9658-68.

Широкое применение алюминиевых деталей ротора и статора турбокомпрессора, вызванное жесткими требованиями, предъявляемыми к весу агрегатов турбонаддува, в сочетании с высокими окружными скоростями ротора, а также большими значениями температуры газа, приводит к значительным температурным деформациям деталей ротора и статора.

Для обеспечения безыносной работы между лопатками ротора и статором предусматриваются гарантированные зазоры.

Недостаточные величины указанных зазоров могут вызвать аварию во время работы двигателя из-за задевания лопаток о корпусные детали.

С другой стороны, наличие чрезмерных зазоров между лопатками ротора и корпусом в работающем механизме вызывает потери полезной энергии, идущей на повышение давления воздуха в компрессоре. Степень использования энергии газа в турбине, для сжатия воздуха оценивается коэффициентом полезного действия. К нему предъявляются самые высокие требования. Таким образом, зазоры между лопатками ротора и корпусом являются функциональными геометрическими параметрами, определяющими важнейшие эксплуатационные показатели турбокомпрессора (работоспособность и к.п.д.).

Наличие соединений алюминиевых деталей со стальными деталями (например, колеса компрессора с валом ротора) вызывает опасность перехода посадок с натягом в посадки с зазором во время функционирования механизма, что может привести к потере работоспособности всего турбоагрегата. Следовательно, натяг в

соединении колеса компрессора с валом ротора является также функциональным геометрическим параметром.

Несмотря на важность обеспечения минимально безопасных функциональных зазоров, до сих пор не разработаны методические материалы, учитывающие всю совокупность факторов, определяющих величины указанных зазоров.

Вопросы влияния исследуемых зазоров в турбомашинах на их эксплуатационные показатели имели место в работах Стодолы А., Квасова Ф.Г., Абянца В.Х., Красильникова В.А., Шерстюка А.Н., Ершова В.Н., Кириллова И.И., Фролова С.Д., Эккерта Б., и других.

Однако в работах этих авторов из-за сложности газодинамических процессов, протекающих в рабочих полостях турбомашин, не содержатся обобщающие аналитические зависимости важнейших эксплуатационных показателей от функциональных параметров. Предлагаемые многими авторами эмпирические формулы содержат коэффициенты, которые в каждом конкретном случае должны определяться экспериментально.

Неподвижность соединения колеса компрессора и вала достигается за счет напряжений, действующих в материале сопрягаемых деталей, вследствие деформации контактных поверхностей. Несмотря на важность обеспечения неподвижности соединения колеса компрессора с валом ротора в рабочих условиях, применяемые до сих пор методы расчета посадок с натягом не учитывают всех действующих факторов, определяющих величину эксплуатационного натяга.

Функциональные зазоры должны также компенсировать возможные технологические погрешности, возникающие при изготовлении основных деталей и узлов.

До настоящего времени допуски и посадки в турбокомпрессорах, как и в турбомашинах в целом, назначались по аналогии с ранее известными конструкциями, а разработке методов научно-обоснованного назначения оптимальных допусков и посадок деталей и соединений в узлах турбомашин не уделялось должного внимания.

Известные исследования Калитенко В.Г., Мартинова А.Н., Виноградова А.Н., Милованова В.И. по точностным расчетам компрессоров других видов нельзя использовать без учета специфики конструкции и работы турбокомпрессоров.

Функциональные зазоры между лопатками ротора и статором —

это зазор между лопатками компрессора и корпусом, а также зазор между лопатками турбины и корпусом. Из них наибольшую методическую общность и сложность представляет зазор между лопатками компрессора и корпусом. Поэтому в настоящей работе рассматривались вопросы исследования факторов, определяющих величину и точность зазора между лопатками компрессора и корпусом, а также наиболее существенных факторов, определяющих величину и точность зазора между лопатками турбины и корпусом.

При определении величины зазоров для компенсации технологических погрешностей необходимо выявить погрешность механической обработки и сборки основных деталей турбокомпрессоров, а также установить их взаимосвязь и степень влияния погрешности каждой детали на величины функциональных параметров. Это позволит обоснованно регламентировать точностные требования на основные детали и узлы, обеспечивающие при работе турбокомпрессора минимально безопасные зазоры и, следовательно, оптимальные эксплуатационные показатели.

Достижению этой цели должно предшествовать изучение и анализ всех факторов, определяющих величины функциональных параметров.

Важнейшим фактором является температурное состояние основных деталей турбокомпрессоров в рабочих условиях. Сложность процессов, происходящих в турбомашинах и конфигураций деталей не позволяют применять аналитические методы для оценки распределения температур деталей турбокомпрессоров. Отмеченное обстоятельство привело к необходимости разработки методики и проведению экспериментальных исследований по изучению действительных распределений температур в основных деталях турбокомпрессоров во всем диапазоне их рабочих режимов.

Другим важным фактором, оказывающим влияние на функциональные параметры турбомашин, является воздействие силовых деформаций, вызываемых динамическим изгибом ротора, перемещением деталей ротора под действием газозвуковых сил, влиянием центробежных сил и т.д., исследованию которых если и уделялось внимание, то только для решения задач прочности и надежности и совсем не уделялось внимание вопросам их взаимосвязи с точностью деталей. Из представленного обзора и анализа литературных производственных данных вытекают следующие основные задачи исследования:

1. Разработать методику определения величин зазоров в сопряжении колеса компрессора с корпусом, необходимых для компенсации технологических погрешностей изготовления основных деталей турбокомпрессоров.

2. Установить влияние функциональных геометрических параметров на основные эксплуатационные показатели и разработать методику расчета точности деталей турбокомпрессоров, исходя из обеспечения определенных величин и точности эксплуатационных показателей.

3. Разработать методику экспериментальных исследований температурных полей основных деталей турбокомпрессоров и провести их исследование.

4. Разработать методику расчета силовых и температурных деформаций основных деталей турбокомпрессоров.

5. Регламентировать точностные требования геометрических параметров основных деталей на примере турбокомпрессора типа ТК-34, исходя из обеспечения функциональной взаимозаменяемости.

II. Анализ влияния технологических погрешностей изготовления и сборки, а также температурных и силовых деформаций основных деталей турбокомпрессора на величину зазора между лопатками компрессора и корпусом.

Зазор между лопатками колеса компрессора и корпусом определяется текущим расстоянием между одноименными точками профилей охватывающей (корпус) и охватываемой (лопатки колеса компрессора) деталей. За теоретический профиль деталей, образующих зазор, при его анализе, был принят профиль осевого сечения лопатки и корпуса при совмещении профиля лопатки и корпуса. За исходный профиль принят профиль осевого сечения лопатки при отсутствии погрешностей размеров, формы и взаимного положения поверхностей деталей, размеры которых влияют на величину зазора. Действительные значения размеров деталей и узлов, от которых зависит величина и точность функционального зазора, могут отличаться от расчетных из-за наличия технологических погрешностей их изготовления и сборки, а также температурных и силовых деформаций деталей во время работы. Обеспечить заданную точность функционирования, это значит при производстве механизма изготовить и собрать детали и узлы его так, чтобы возможные погрешности и изменение параметров во время эксплуатации находились в установленных пределах. Достижение этой цели осуществ-

вляется путем установления допусков на функциональные (исходные) размеры. Для определения действительно необходимых величин допусков функционального зазора, в исследовании было осуществлено определение связи смещения точек профилей, образующих зазор, с величиной погрешности положения статора и ротора. Полученные зависимости имеют вид:

$$\Delta N_{ix} = r \left[\sqrt{1 - \left(\frac{\Delta y}{r}\right)^2} \cos^2 \gamma + \frac{\Delta x \sin \gamma - 1}{\sin \gamma} \right] \quad (1)$$

$$\Delta N_{iy} = \left[\frac{\sin \gamma \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta y}{r}\right)^2} \sin^2 \gamma + \cos \gamma \frac{\Delta x \sin \gamma}{\sin \gamma} - 1 \right] \quad (2)$$

где: $\Delta N_{ix}, \Delta N_{iy}$ — текущие смещения точек исходного профиля для компенсации погрешностей, вызывающих относительное смещение ротора вдоль оси и по перпендикуляру к оси турбокомпрессора;

γ — текущий радиус — расстояние точек исходного профиля от центра координат;

γ — угловая координата точек исходного профиля;

Δ_x, Δ_y — величины смещений статора и ротора для компенсации технологических погрешностей обработки и сборки, а также температурных и силовых деформаций основных деталей турбокомпрессора.

В результате учета суммарного воздействия погрешностей взаимного положения ротора и статора на величины необходимых смещений точек исходного профиля было получено уравнение:

$$\Delta N_{ix,y} = \sqrt{\Delta_x^2 + \Delta_y^2} \cdot \cos(\gamma - \arctg \frac{\Delta_y}{\Delta_x}) \quad (3)$$

Взаимосвязь " Δ_x " и " Δ_y " оценена в исследовании уравнениями:

$$\Delta_{x\pm} = \Delta_x + \frac{\Delta_y}{ab(x+c)^{b-1}} \left[1 - \frac{(b-1)\Delta_y}{2ab} \left[1 - \frac{(2b-1)\Delta_y}{3ab(x+c)^2} \left(1 - \frac{(3b-1)\Delta_y}{4ab(x+c)^3} \right) \right] \right] \quad (4)$$

$$\Delta_{y\pm} = \Delta_y + ab(x+c)^{b-1} \cdot \Delta_x \quad (5)$$

Смещение исходного профиля для компенсации суммарных погрешностей Δ_x и Δ_y предусматривалось аналогичным как для компенсации технологических погрешностей изготовления и сборки, так и для компенсации температурных и силовых деформаций деталей. Экспериментальные данные по температурному состоянию деталей турбокомпрессора показывают, что такое допущение приемлемо.

Достоверному определению величин Δ_x и Δ_y для компенсации технологических погрешностей способствовала разработанная автором классификация основных погрешностей, оказывающих влияние на функциональный зазор. Схема классификации приведена на

рис. I.

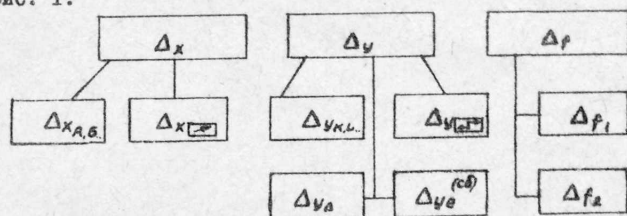


Рис. I.

- $\Delta_{x_{\Delta,б}}$ - групповая погрешность осевого положения статора и ротора, вызываемая погрешностями линейных размеров деталей.
- $\Delta_{x_{\square}}$ - групповая погрешность осевого положения статора и ротора, вызываемая наличием торцовых биений сопрягаемых боковых поверхностей.
- $\Delta_{y_{\kappa,л}}$ - групповая погрешность радиального положения статора и ротора, вызываемая погрешностями радиальных размеров сопрягаемых деталей.
- $\Delta_{y_{\square}}$ - групповая погрешность радиального положения статора и ротора, вызываемая наличием радиальных биений деталей.
- $\Delta_{y_{\Delta}}$ - групповая погрешность радиального положения статора и ротора, вызываемая наличием радиальных зазоров в сопряжениях.
- $\Delta_{y_e}^{(сб)}$ - групповая погрешность радиального положения статора и ротора, вызываемая наличием непараллельности осей и поверхностей деталей.
- Δ_{f_i} - погрешность формы охватывающей и охватываемой деталей, образующих функциональный зазор.

Степень влияния установленных в классификации погрешностей на функциональный зазор - различна. Следовательно, смещение точек профилей, для получения конструкторских профилей, образующих функциональный зазор, необходимо производить неравномерно. В результате анализа влияния погрешностей механообработки, сборки, а также температурных и силовых деформаций основных деталей турбокомпрессора на величину зазора между лопатками компрессора было установлено:

I. Наиболее рациональным методом обеспечения оптимальной величины и точности функционального зазора является метод неравномерного относительного смещения точек профилей лопаток и корпуса компрессора.

2. Количественную оценку относительного смещения исходного профиля для компенсации погрешностей изготовления, температурных и силовых деформаций основных деталей турбокомпрессора можно производить с использованием математического описания исходного и смещенного (действительного) профиля лопатки колеса компрессора.

3. Классификация видов действующих погрешностей позволяет оценить величины групповых погрешностей взаимного положения статора и ротора и формы охватывающей и охватываемой деталей, образующих функциональный зазор.

III. Исследование температурных и силовых деформаций основных деталей турбокомпрессора типа ТК-34.

Температурные и силовые деформации основных деталей турбокомпрессоров оказывают существенное влияние на функциональные геометрические параметры — зазоры между лопатками компрессора и турбины и соответствующими корпусными деталями, а также натяг в соединении колеса компрессора с валом ротора.

Для обоснованного назначения точности исследуемых геометрических параметров деталей турбокомпрессора были разработаны методики расчета деталей турбокомпрессора "в перемещениях" с использованием основных положений теории упругости и теории колебаний.

Расчет колеса компрессора проводился с использованием методики, приведенной в работе Н.Н. Малинина. Для оценки перемещений пера лопатки газовой турбины была разработана программа и произведены расчеты на ЭЦВМ "Урал-2". При подсчете напряжений растяжения от центробежных сил учитывались массы пера лопатки, бандажной полки и других конструктивных элементов, расположенных на пера лопатки. В расчете была учтена возможность возникновения ползучести, оценка которой была произведена с использованием уравнений гипотезы старения.

Силовые деформации вала ротора были рассчитаны с учетом его динамического изгиба при вращении.

Оценке температурных расширений деталей должен предшествовать всесторонний анализ действительного температурного состояния основных деталей турбокомпрессора в рабочих условиях.

С этой целью были проведены экспериментальные работы по измерению температур основных деталей турбокомпрессора с использованием метода облученности алмаза и с помощью термопар. К до-

стоинствам метода облученного алмаза следует отнести его высокую точность, а также малый размер собственно индикаторов и отсутствие токопередающих устройств. Практическая достоверность результатов измерений определялась с помощью термопар. Термометрированию подлежали следующие детали турбокомпрессора: колесо компрессора, вал ротора, лопатки компрессора, диск турбины, лопатки турбины, корпусные детали. Исследования температурных полей методом облученного алмаза проводились на турбокомпрессоре 16-ти цилиндрового V-образного тепловозного двигателя 16 ЧН 26/26 на стенде Коломенского тепловозостроительного завода. За режим исследований был выбран режим номинальной мощности двигателя с параметрами:

$$\begin{array}{lll} N_e = 3450 \text{ л.с.} & n_{\text{об}} = 1000 \text{ об/мин} & p_e = 14 \text{ кг/см}^2 \\ \pi_k = 2,78 & T_k = 615^\circ\text{C} & T_r = 160^\circ\text{C} \end{array}$$

где: N_e — эффективная мощность комбинированного двигателя

π_k — степень повышения давления в компрессоре

T_k — температура воздуха за колесом компрессора

$n_{\text{об}}$ — число оборотов коленчатого вала двигателя

T_r — температура газа перед турбиной

p_e — среднее эффективное давление в цилиндрах двигателя

В деталях турбокомпрессора было установлено 98 индикаторов температуры из облученного алмаза. Крепление индикаторов проводилось двумя способами:

- 1) с помощью резьбовых пробок (ампулы с индикаторами),
- 2) заполнением высокотемпературным цементом глухих отверстий с предварительно засыпанным алмазным порошком. После испытаний 81 индикатор был годен к расшифровке. Как правило, при измерении температур деталей корпуса и ротора были предусмотрены дублирующие точки, поэтому негодные к расшифровке индикаторы не повлияли на результаты испытаний. Дублирующие индикаторы по отношению к основным устанавливались в деталях под углом 90° . При сравнении показаний индикаторов основных и дублирующих точек выяснилось, что в сечениях, перпендикулярных оси турбокомпрессора относительные температурные градиенты практически отсутствуют. Было установлено, что температуры деталей, сопряженных с воздушной улиткой, определяются температурой воздуха. Измерения температуры диска, пера и замка лопаток турбины показали, что общий градиент температуры по перу лопаток турбины составляет 37°C , а температура замка лопатки на $30-40^\circ\text{C}$ отличается от тем-

температуры корневое сечения. Радиальный градиент температуры по диску составил $130-140^{\circ}\text{C}$. Температуры корпуса турбины в посадочном месте вихлепного диффузора составляют $190-198^{\circ}\text{C}$, а в посадочном месте среднего корпуса $161-167^{\circ}\text{C}$.

Автором проведены также экспериментальные исследования температурного состояния деталей турбокомпрессора в рабочем диапазоне режимов двигателя с помощью термопар. Испытания проводились на экспериментальной установке бюро испытаний ОГКМ Коломенского тепловозостроительного завода. Установка для измерений температур разработана и изготовлена в МВТУ им. Баумана. Обработка результатов измерений температур осуществлялась с применением метода наименьших квадратов. Непрерывное измерение распределения температур деталей производилось по нагрузочной характеристике двигателя.

Характер распределения температур, полученный при термометрировании облученным алмазом и с помощью термопар идентичный.

Анализ результатов термометрирования и исследования по расчету основных деталей в перемещениях позволили:

1. Описать характер распределения температур в рабочем диапазоне режимов работы двигателя и турбокомпрессора в аналитической форме:

1) для колеса компрессора - линейной зависимостью вида:

$$t = ay + b \quad \text{и} \quad t = cx + d$$

где: a, b, c, d - опытные коэффициенты, зависящие от режима работы турбокомпрессора.

x, y - координаты точек колеса в Декартовой системе координат (x - по оси компрессора; y - по радиусу).

2) для лопатки газовой турбины - параболической функцией:

$$t = ky^2 + l$$

3) для диска газовой турбины - показательной функцией:

$$t = me^{ny}$$

2. С достаточной точностью прогнозировать температуры деталей в рабочем диапазоне режимов в зависимости от возможной температуры газа, воздуха, оборотов турбокомпрессора.

3. Разработать типовые методики по расчету минимально необходимых величин функциональных зазоров и натягов в основных соединениях деталей турбокомпрессоров.

IV. Исследование влияния величины функциональных зазоров между лопатками и корпусом на эксплуатационные показатели компрессора.

Исходным уравнением по регламентации функционального параметра "X" принято считать уравнение вида:

$$\delta y_i = \frac{\partial y_i}{\partial x} \delta x$$

где: δy_i - допуски эксплуатационного показателя,
 δx - допуск функционального параметра.

Для решения этого уравнения значение функции: $y = \varphi(x)$ определялось экспериментально.

С этой целью были проведены испытания опытного компрессора на экспериментальном стенде ОГТМ Коломенского тепловозостроительного завода в широком диапазоне режимов. Снятие характеристик компрессора осуществлялось в диапазоне расходов $G_b = 0,9 + 2,84$ кг/сек. При этом минимальный расход воздуха через компрессор ограничивался возникновением помпажа, максимальный - пропускной способностью напорного трубопровода стенда. Запись характеристик для каждого значения функционального зазора ($\Delta_n = 0,9; 1,4; 1,65$ мм) производилась при постоянстве окружных скоростей в диапазоне $V_{окр} = 250 + 350$ м/сек. Число оборотов ротора измерялось электромагнитным методом. При обработке результатов испытаний к.п.д. компрессора определялся по уравнению:

$$\eta_k = \frac{T_{ад} - T_a}{T_k^* - T_a^*} = \frac{T_a (T_k^{*-1} - 1)}{T_k^* - T_a^*} \quad (6)$$

где: η_k - адиабатический коэффициент полезного действия компрессора,

T_a^*, T_k^* - температуры заторможенного потока на входе и на выходе из компрессора,

$k = 1,4$ - показатель адиабаты для воздуха.

На каждом из режимов при постоянной скорости ротора выбирались максимальные значения к.п.д., так как на переходных режимах при расходах, отличающихся от оптимального, качественный характер зависимости $\eta_k = \varphi(\Delta_n)$ сохранялся.

Экспериментальные данные хорошо описываются линейной зависимостью:

$$\eta_k = -eX + A$$

где: e - коэффициент, показывающий на степень изменения эксплуатационного показателя при изменении функционального параметра.

k - опытный коэффициент, зависящий от режима эксплуатации. В эксперименте было получено:

$$e = 0,005 + 0,006$$

$$k = 0,82 + 0,84$$

Обработка экспериментальных данных производилась с применением метода наименьших квадратов. Максимальная среднеквадратическая ошибка приближения составила 1,33%.

Нормирование точности по всей длине профиля производилось с использованием уравнений взаимосвязи эксплуатационных показателей с величиной суммарной щели между лопатками и корпусом компрессора, определяющей перетечки через зазор.

В результате проведенного исследования определено влияние величины щели между лопатками и корпусом на к.п.д. компрессора и получены необходимые данные для регламентации точностных требований основных деталей турбокомпрессора с целью обеспечения высокостабильных эксплуатационных показателей.

У. Методы точностных расчетов ответственных деталей турбокомпрессора, исходя из обеспечения функциональной взаимозаменяемости.

Точностные расчеты деталей машин, основные рабочие органы которых характеризуются постоянством геометрических объемов и неизменяющимися законами движения, можно проводить с помощью размерного анализа.

Размерный анализ проведен с целью определения возможности обеспечения точности следующих исходных звеньев: зазора между лопатками колеса компрессора и корпусом, зазора между лопатками газовой турбины и корпусом, а следовательно, и стабильности таких эксплуатационных показателей компрессора, как к.п.д. и обеспечения его работоспособности.

Размерный анализ турбокомпрессора проводился с учетом смещения координаты середины поля рассеяния размеров деталей из-за температурных и силовых деформаций деталей. Положение действительной координаты середины поля рассеяния определялось по известной формуле, в которую введена поправка:

$$\Delta_0' A_{i,p} = \sum_{j=1}^{n_i} \left(\Delta_{0i+j,p} + \alpha_i \frac{\delta A_j}{2} \right) - \Delta_{\Delta} \frac{\delta A_{\Delta+p}}{2} \quad (7)$$

$\Delta_{0i+j,p}$ - положение действительной середины поля рассеяния размера i -го звена с учетом температурной и силовой деформации звена.

$$\Delta_{oit,p} = \Delta_{oi} + \Delta\Delta_{oit} + \Delta\Delta_{oir}$$

- Δ_{oi} — координата середины поля допуска i -го составляющего звена,
 $\Delta\Delta_{oit}$ — смещение центра группирования размера составляющего звена из-за температурной деформации детали,
 $\Delta\Delta_{oir}$ — смещение центра группирования размера составляющего звена из-за силовой деформации детали,
 ξ — передаточное отношение,
 k_i, k_Δ — коэффициенты относительного рассеяния составляющего и исходного звеньев.

Размерный анализ, проведенный по точностным требованиям согласно чертежно-технической документации, позволил установить, что для удовлетворения заданной точности функционального зазора между лопатками и корпусом компрессора, разность между допуском компенсатора и допуском исходного звена (наибольшая расчетная компенсация) должна составлять 1,64 мм, т.е. почти на порядок больше допуска исходного звена ($\delta\Delta_k = 0,2$ мм). Перераспределение точности ряда звеньев (с 4-5 класса точности до 3 класса точности) позволило уменьшить величину наибольшей расчетной компенсации более чем в 2,5 раза ($\delta'_k = 0,65$ мм). Внедрение указанных рекомендаций позволит сократить объем регулировочных работ при сборке не менее, чем в 2-2,5 раза.

Изменение точностных требований к отдельным деталям, а также замена материалов двух деталей (воздушная улитка и средний корпус), на материал, имеющий относительно меньший коэффициент линейного расширения, позволит уменьшить диапазон рассеяния к.п.д. компрессора более чем в 1,85 раза.

Расчет посадки колеса компрессора на вал ротора на прочность соединения с учетом температурных и силовых деформаций показал на необходимость увеличения минимального натяга. Рекомендация по изменению посадки в соединении ступицы колеса компрессора с валом ротора ($\varnothing 42 \frac{A}{17p}$) на посадку $\varnothing 42 \frac{A}{17p2,2a}$ позволит обеспечить гарантированный натяг в указанном соединении во время функционирования.

По данным Коломенского тепловозостроительного завода использование результатов исследований позволит сократить в 2-3 раза время конструкторской доводки турбоагрегатов по выбору и обеспечению минимально безопасных функциональных зазоров, а

внедрение результатов исследований, содержащихся в данной работе, дает технико-экономический эффект — 30.000 рублей в год. В расчет экономической эффективности не вошли данные о повышении качества турбокомпрессоров по эксплуатационным показателям и надежности.

VI. Внедрение результатов исследований.

Общие выводы.

В результате исследований были разработаны рекомендации по точностным расчетам основных деталей и узлов турбокомпрессоров. Учет температурных и силовых деформаций основных деталей, а также исследование колебаний эксплуатационных показателей при изменении функциональных геометрических параметров позволил дать обоснованную методику точностных расчетов как функциональных параметров, так и составляющих параметров, которыми являются размеры основных деталей турбокомпрессоров. Рекомендации по изменению чертежно-технических требований были даны по размерам с наибольшими коэффициентами влияния (передаточными отношениями) и имеющим наибольшие абсолютные значения допусков. Пересмотр точностных требований не вызывает сколько-нибудь значительного повышения трудоемкости металлообработки и последующего контроля.

Общие выводы.

1. Установлено, что эксплуатационные показатели турбокомпрессоров (к.п.д., работоспособность) в значительной степени зависят от функциональных параметров — зазоров между деталями статора и ротором, а также натяга в соединении колеса компрессора с валом ротора. При этом наибольшую методическую сложность и общность представляет исследование взаимосвязи функционального зазора между лопатками колеса компрессора и корпусом и эксплуатационными показателями.

2. Была теоретически решена задача определения связи основных факторов с величиной функционального зазора между колесом компрессора и корпусом. Для этой цели была разработана методика классификации погрешностей, а также температурных и силовых деформаций основных деталей по степени их влияния на функциональный зазор.

3. Учет температурных и силовых деформаций основных

деталей, осуществленный автором аналитически с привлечением экспериментальных данных по термометрированию деталей турбокомпрессора во время работы, и использованием теории размерного анализа, позволил разработать метод точностных расчетов турбокомпрессоров комбинированных двигателей, пригодный для большой группы турбомашин, имеющих конструктивную аналогию с исследуемыми турбокомпрессорами.

4. Произведены практические точностные расчеты для турбокомпрессора типа ТК-34, в результате которых рассеяние значений к.п.д. может быть снижено почти в 2 раза, трудоемкость регулировочных и подгоночных работ снижена в 2-2,5 раза, сокращены сроки конструкторской доводки в 2-3 раза, повышена надежность ряда соединений.

5. Ожидаемый технико-экономический эффект от внедрения рекомендаций, разработанных на основе исследований, содержащихся в данной работе только для одного завода (КТЗ им. Куйбышева) составит примерно 30.000 рублей в год.

* * *

*

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Нефедов В.А. Экспериментальное определение температурных полей основных деталей турбокомпрессора БТК для наддува тепловозного дизеля - В кн.: Компрессорные машины. М., 1968.
2. Нефедов В.А. в соавт. Рыбакова Г.Н., Мануковская Л.Н., Проценко Ю.И. Расчет на ЭЦМ напряжений перемещений в лопатках турбин ^{турбо}компрессоров для наддува ДВС, НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 4-69-15, М., 1970.
3. Нефедов В.А. в соавт. Колчков В.И. К вопросу измерения температуры поршневого кольца - В кн.: Исследования в области компрессорных машин. Труды II Всесоюзной конференции по компрессоростроению. Киев, "Будивельник", 1970.
4. Нефедов В.А. в соавт. Дехович Д.А. Тепловое состояние деталей турбокомпрессора БТК комбинированного двигателя 16 ЧН 26/26 НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 4-71-II, М., 1971.
5. Нефедов В.А. Исследование функциональной взаимозаменяемости турбокомпрессоров для наддува дизелей. Тезисы докладов III

И. И. 3. 15
БИБЛИОТЕКА

Всесоюзной научно-технической конференции по компрессорному машиностроению (Казань, октябрь 1971) ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, М., 1971.

6. В.Нефедов в соавт. В.Колчков, С.Стойнов - Към вопроса за пресмятането на температурата на буталния пръстен, Машиностроение, Народная Республика България, Януари, 1972.

Содержание диссертации доложено:

1. На II Всесоюзной научно-технической конференции по компрессорному машиностроению, Ленинград, 1968.
2. На III Всесоюзной научно-технической конференции по компрессорному машиностроению, Казань, 1971.