

к 647

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР
ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Инженер КОНОНОВ К. М.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА
РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ
ТУРБОКОМПРЕССОРА ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ
ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМАХ**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель — кандидат технических
наук, доцент Д. А. ГОХФЕЛЬД.

Челябинск—1965

ЧПИ

Просим Вас и сотрудников Вашего института (учреждения), интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Ученого Совета по присуждению ученых степеней Челябинского политехнического института или прислать свой отзыв в двух экземплярах.

О дне и времени защиты за 10 дней будет опубликовано в газете «Челябинский рабочий».

Защита назначена на 1965 г.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Адрес института: г. Челябинск, 44, проспект имени В. И. Ленина, 76. Телефон 9-33-79.

Автореферат разослан 1965 г.

Ученый секретарь Совета доцент, к. т. н. В. Н. ГОНЧАР.

Программа Коммунистической партии Советского Союза, принятая историческим XXII съездом, предусматривает всемерное развитие тяжелой индустрии как основы материально-технической базы коммунизма. Интенсивное развитие промышленности и транспорта требует создания мощных и экономичных двигателей.

Одним из наиболее эффективных путей повышения мощности и экономичности двигателей внутреннего сгорания является применение турбонаддува. За последнее время в Советском Союзе и за рубежом газотурбинный наддув начал широко применяться на дизелях транспортных машин (автомобили, тракторы и т. п.).

Применение турбонаддува позволяет увеличить мощность дизельного двигателя на 30—100% без больших изменений его конструкции. При этом удельный расход топлива уменьшается на 3—5% и снижается стоимость изготовления двигателя, отнесенная к единице мощности.

Работа двигателя внутреннего сгорания на транспортной машине характеризуется частыми и резкими колебаниями мощности, многочисленными запусками и остановами, что приводит к значительным колебаниям температуры выхлопных газов. Так, например, температура выхлопных газов дизеля при максимальной мощности может достигать 600—700°C, з то время как при холостых оборотах она равна примерно 100—200°C. Многократные колебания температуры газа при работе турбины турбокомпрессора транспортного двигателя могут приводить к разрушениям ее элементов: лопаток, дисков, корпусов и др.

В турбокомпрессорах транспортных двигателей широко используются радиально-осевые центробежные газовые турбины, которые имеют при сравнительно небольших расходах газа больший к. п. д. по сравнению с осевыми турбинами. В технической литературе вопросам прочности деталей

таких турбин уделяется крайне малое внимание, условия их работы изучены недостаточно.

Реферируемая работа посвящена исследованию температурных полей и анализу прочности рабочего колеса радиально-осевой турбины турбокомпрессора ТКР-11, устанавливаемого на мощных дизелях Челябинского тракторного завода, при нестационарных тепловых режимах. Она выполнена в связи с разрушениями дисков рабочих колес, которые наблюдались при эксплуатационных испытаниях опытных образцов турбокомпрессора. Целью работы было исследование причин и условий разрушения дисков рабочих колес и разработка мероприятий по повышению их прочности и долговечности.

При эксплуатационных испытаниях после 2000—3000 часов работы обнаруживались радиальные трещины в периферийной части диска. Трещины располагались между лопатками, их края расходились настолько, что образовавшийся просвет был хорошо виден. Кромка диска на участках между лопатками выпучивалась (в сторону, противоположную от лопаток). Проведенное металлографическое исследование зон разрушения показало, что характер развития трещин такой же, какой обычно наблюдается при термической усталости: трещины проходят по границам зерен, вблизи основной трещины имеется большое число микротрещин.

Для выяснения причин и условий разрушения было проведено комплексное исследование, включающее следующие этапы:

а) экспериментальное исследование температурных полей рабочего колеса турбины турбокомпрессора при нестационарных и стационарных режимах работы с различными температурами и расходами газа;

б) расчетное определение температурных напряжений, возникающих в диске рабочего колеса при запуске, стационарном режиме и останове турбины, на основе опытных данных по температурным полям рабочего колеса;

в) расчетная оценка прочности и выяснения возможности термоусталостного разрушения диска рабочего колеса турбины при повторных тепловых воздействиях на основе теории приспособляемости;

г) натурные прочности испытания турбокомпрессора в условиях многократных пусков и ускоренные термоциклические испытания рабочего колеса турбины.

Диссертация состоит из введения, 8 глав и заключения. Она содержит две основные части:

1. Исследование температурных полей рабочего колеса турбины ТКР-11 при нестационарных тепловых режимах (главы 1—5).

II. Исследование прочности диска рабочего колеса радиально-осевой газовой турбины ТКР-11 при нагревах и охлаждениях (главы 6—8).

Первые две главы первой части диссертации посвящены методике измерения температур рабочего колеса турбины. Измерение температур было связано с определенными трудностями (большие скорости вращения ротора — около 45000 об/мин., малые размеры — диаметр рабочего колеса 110 мм). Рабочее колесо радиально-осевой турбины имеет сложную форму и для исследования его температурного поля необходимо устанавливать большое число термопар. Это требует применения (для передачи сигналов этих термопар с вращающегося ротора к неподвижному измерительному прибору) токосъемника с большим числом контактов. Однако при скоростях вращения свыше 20000 об/мин. применение токосъемников с большим числом контактов значительно снижает надежность проведения испытаний.

В связи с этим детальное исследование температурного поля рабочего колеса турбины ТКР-11 с использованием большого числа термопар проводилось при неподвижном (заторможенном) роторе турбины. Затем (с целью проверки влияния вращения ротора на температурное поле колеса) было проведено измерение температур в нескольких точках рабочего колеса при вращении ротора. Испытания в условиях неподвижного ротора и при его вращении проводились при одних и тех же расходах и температурах газа перед турбиной.

Для измерения температур использовались «естественные» термопары, одним из термоэлектродов которых служил ротор турбины. Это привело к однопроводной схеме измерения температуры, которая позволила сократить требуемое число контактов токосъемника, что особенно важно при больших скоростях вращения, и упростить монтаж термопар на рабочем колесе турбины.

В первой главе диссертации описывается методика измерения температуры рабочего колеса при неподвижном роторе.

Специально проведенным исследованием была подобрана «естественная» термопара, обладающая большой чувствительностью (5,6 мВ на 100°) и почти линейной характеристикой. Одним из термоэлектродов этой термопары служил материал рабочего колеса — аустенитная сталь ЭИ-572, вторым — копель. Ротор турбины при измерениях соединялся с измери-

тельным прибором с помощью железного проводника. Специальной тарировкой удалось исключить дополнительные термо-э. д. с., возникающие в местах соединения рабочего колеса с валом ротора (сварка стали ЭИ-572 со сталью 40X) и вала ротора с железным проводником.

При измерениях температур при неподвижном роторе на рабочем колесе было смонтировано 23 термопары (13 термопар на диске, 10 термопар на лопатках рабочего колеса). Термопары изготавливались приваркой копелевого проводника диаметром 0,17 мм (изолированного нитью КН-11) к рабочему колесу конденсаторной сваркой. После приварки копелевые проводники укладывались по телу рабочего колеса турбины и защищались сверху фольгой из стали 1X18H9T (ЭЯ-1Т) толщиной 0,1 мм. Фольга приваривалась к рабочему колесу также конденсаторной сваркой. Проводники термопар выводились к измерительному прибору через центральное, специально просверленное отверстие (диаметром 8 мм) в вале ротора.

Сигналы всех термопар записывались одним шлейфом осциллографа ОТ-24-51. Для этого применялся кольцевой переключатель, который последовательно подключал каждую термопару к шлейфу осциллографа. Переключатель вращался от электромотора, частота переключения составляла примерно 10 гц. Сопровитления линии всех термопар были подобраны одинаковыми, что значительно упростило расшифровку осциллограмм.

Во время испытаний на осциллограмме также записывались температуры газа перед и после турбины (хромель-алюмелевые термопары, диаметр термоэлектродов 0,2 мм) и отметка времени с частотой 1 гц.

Испытания проводились при работе турбокомпрессора на стенде. Стенд состоял из камеры сгорания авиационного двигателя, воздух в которую поступал от центробежного нагнетателя, вращаемого электромотором постоянного тока. Измерения температур при заторможенном роторе производились при расходах газа, которые обеспечивают вращения ротора со скоростями 25000, 35000 и 45000 об/мин. при температурах газа 500, 600 и 700°C. Эти расходы лежали в пределах 0,159—0,24 кг/сек. На каждом режиме производился запуск камеры сгорания и быстрый (примерно за 10—15 сек.) подъем температуры газа. Затем турбина прогревалась при постоянной температуре газа до установления стационарного теплового режима рабочего колеса (примерно 3 мин.), после чего отключалась подача топлива в камеру сгорания, и турбина охлаждалась продувкой воздуха от центробежного нагнета-

теля в течение 5—6 минут. Таким образом, цикл испытаний составлял примерно 8—10 мин. В течение этого времени периодически включалась запись осциллографа.

Для проверки влияния скорости снижения температуры газа при охлаждении на температурное поле рабочего колеса турбины были проведены испытания с более быстрым охлаждением, которое осуществлялось продувкой воздуха с одновременным впрыском воды в воздушный поток перед турбиной. Эти испытания проводились при температурах газа 600 и 700°C.

Вторая глава посвящена методике измерения температуры при вращении ротора. При этих испытаниях на рабочем колесе было смонтировано только 4 термопары (две термопары на диске и две на лопатках). Применялся ртутный звеньевой токосъемник конструкции института им. Баранова. Проведенное исследование показало, что этот токосъемник практически не вносит погрешностей при термометрировании. Использование «естественных» термопар позволило применить для четырех термопар шестисекционный токосъемник (общий провод для надежности соединялся с двумя секциями).

Токосъемник устанавливался на турбокомпрессоре со стороны нагнетателя в специальном фланце, в котором были прорезаны окна для прохода воздуха в центробежный нагнетатель турбокомпрессора. Такое крепление токосъемника обеспечивало его надежность и точную центровку по отношению к валу ротора, что особенно важно при высоких скоростях вращения. Высокая точность изготовления и монтажа токосъемника обеспечила его работоспособность при скоростях вращения до 45000 об/мин.

Испытания проводились также на стенде при температурах газа 600 и 700°C. Режимы испытаний поддерживались примерно такими же, как и при испытаниях на неподвижном роторе. Во время испытаний производилась непрерывная запись (на осциллографе ОТ-24-51) следующих величин: температура газа перед и после турбины, показания термопар, установленных на рабочем колесе, сигнал датчика оборотов и отметка времени с частотой 1 гц.

В третьей главе дано сравнение результатов измерения температур рабочего колеса, полученных при испытаниях на неподвижном и на вращающемся роторе. Оно показало, что вращение ротора сравнительно мало влияет на температурное поле рабочего колеса турбины турбокомпрессора ТКР-11. Температуры рабочего колеса, полученные при измерениях на неподвижном роторе, оказались при запуске всего на 3—10% выше, чем при испытаниях в условиях вращения при одних и

тех же расходах и температурах газа. Температурные перепады в обоих случаях были примерно одинаковые.

Повышение температуры рабочего колеса при испытаниях на остановленном роторе (при условии, что температура газа перед турбиной и расход остаются постоянными), по-видимому, в основном, объясняется тем, что при остановленном роторе теплоперепад газа в рабочем колесе турбины будет уменьшаться вследствие того, что не совершается механическая работа. Температура газа на выходе из турбины при неподвижном роторе действительно была на 30—50° выше, чем при его вращении.

При охлаждении турбины температуры рабочего колеса при неподвижном и при вращающемся роторе были практически одинаковыми.

Четвертая глава посвящена анализу результатов исследования температурного поля рабочего колеса при нестационарных и стационарных режимах работы. Рабочее колесо радиальной газовой турбины ТКР-11 имеет очень тонкие лопатки и малую толщину диска на периферии (толщина этих частей рабочего колеса примерно 1,2—2 мм) и, вместе с тем, массивную центральную часть диска (ее толщина на оси вращения равна примерно 30 мм). Такие конструктивные формы в условиях работы радиальной турбины (газ омывает рабочее колесо с одной стороны) приводят к тому, что при нестационарных режимах температурное поле рабочего колеса очень неравномерное.

В результате термометрирования получено подробное распределение температур в рабочем колесе турбины в различные моменты времени при запуске, при стационарном режиме и при охлаждении. Анализ температурных полей показывает, что максимальные температурные перепады в лопатках (по входной и выходной кромкам) и по радиусу диска возникают примерно через 10—15 сек. после начала запуска. Величина температурных перепадов при запуске в основном определяется температурой газа перед турбиной и сравнительно мало зависит от расхода газа.

При стационарном режиме температурные перепады в лопатках отсутствуют, по радиусу диска они незначительные. Максимальные температуры рабочего колеса примерно (разница не превышает 60°) равны температуре газа перед турбиной.

При охлаждении как в лопатках (по выходной кромке), так и в диске (по радиусу) возникают значительные температурные перепады, обратные по сравнению с теми, которые

возникали при запуске. Максимальной величины они достигают также примерно через 10—15 сек. после начала охлаждения. При увеличении скорости охлаждения величина температурных перепадов увеличивается. Так, например, при увеличении скорости охлаждения в четыре раза (впрыск воды в воздушный поток перед турбиной) температурные перепады в диске по радиусу возросли примерно в 1,5 раза.

В пятой главе сопоставляются режимы испытаний, при которых производилось измерение температур на стенде, с реальными условиями работы турбокомпрессора ТКР-11 на тракторном дизеле. Температура выхлопных газов дизеля измерялась на входе в турбину турбокомпрессора при запуске двигателя и при резком подъеме и снижении его мощности. Сигналы хромель-алюмелевой термопары (диаметр термоэлектродов был равен 0,2 мм) записывались шлейфовым осциллографом ОТ-24-51.

Измерения показали, что при резком подъеме мощности дизеля температура выхлопных газов быстро (за 3 сек.) возрастает от 100—200° (при холостых оборотах) до своей максимальной величины 500—600°С, а при резком уменьшении мощности быстро падает (примерно за 5 сек.) до температуры холостых оборотов. Таким образом, при резких колебаниях мощности тракторного двигателя, характерных, например, при работе трактора с землеройными машинами (бульдозер и т. п.), происходят резкие колебания температуры газа перед турбиной турбокомпрессора. Амплитуда колебаний может достигать 400—500°.

Сопоставление режимов испытаний показало, что при испытаниях на стенде скорости изменения температуры газа (как при запуске, так при охлаждении) были примерно такими же, какие существуют в реальных условиях при запуске дизеля и резких колебаниях его мощности.

В шестой главе приводятся результаты расчета температурных напряжений, возникающих в диске рабочего колеса турбины ТКР-11 при нестационарных режимах работы. При расчете использовалась приближенная методика, не учитывающая изгиб диска и жесткость боковых лопаток. Как известно, расчет по такой методике дает удовлетворительные результаты для периферийной части диска, где как раз и наблюдались разрушения.

Расчет производился на основе опытных данных по температурным полям рабочего колеса, полученных при термометрировании. Температурные напряжения определялись в различные моменты времени при запуске, при стационарном

режиме и при охлаждении (при температурах газа 500, 600 и 700° С). Вычисления производились на ЭЦМ Минск.

Седьмая глава посвящена расчетной оценке прочности диска рабочего колеса турбины ТКР-11 при повторных тепловых воздействиях на основе теории приспособляемости. Как известно, при повторных тепловых воздействиях существует опасность разрушения элементов конструкции вследствие образования термоусталостных трещин или вследствие необратимого прогрессирующего изменения их размеров и формы. Разрушение от термической усталости происходит, как правило, в условиях знакопеременного пластического течения, так как напряжения, находящиеся в пределах упругости, не приводят к усталости при относительно небольшом числе циклов, характерном для термических воздействий. Формоизменение элементов конструкции, наблюдаемое при теплосменах, является следствием одностороннего пластического течения. В некоторых случаях оно сопровождается знакопеременной пластической деформацией.

Диски газовых турбин за время своей службы испытывают относительно небольшое (порядка сотен или нескольких тысяч) число температурных циклов. В этих условиях отсутствие пластической деформации или ее прекращение после нескольких первых циклов исключает термоусталостные разрушения, следовательно, это условие можно приближенно рассматривать в качестве условия прочности. Таким образом, расчет на прочность диска при теплосменах может быть сведен к задаче теории приспособляемости, которая определяет условия, при которых повторные воздействия не сопровождаются пластическим течением, или последнее будет ограниченным и прекратится после нескольких первых циклов.

В работе, на основе обычных допущений теории приспособляемости (гипотеза идеальной пластичности, устойчивость первоначальной формы равновесия), рассмотрена задача о приспособляемости плоского вращающегося неравномерно нагретого диска с центральным отверстием. При этом используется основанный на известной теореме Мелана статический метод исследования приспособляемости неравномерно нагретых тел.

Предполагается, что процессы нагрева и охлаждения диска происходят относительно медленно, и принимается логарифмический закон изменения температуры по радиусу.

На основе условия пластичности Губера-Мизеса были определены границы области возможных (упругих) состояний

для диска. При этом учтено изменение предела текучести при повышении температуры.

В результате расчета получены формулы, позволяющие определять максимальные значения температурных перепадов по радиусу диска, при которых возможна приспособляемость (температура приспособляемости). Рассмотрено влияние скорости вращения на температуру приспособляемости. Показано, что при температурных перепадах, превышающих температуру приспособляемости, в диске при малых скоростях вращения будет возникать (у края отверстия) знакопеременное пластическое течение, а при больших скоростях вращения — односторонняя, нарастающая с каждым циклом пластическая деформация.

Для выяснения возможности термоусталостных разрушений рабочего колеса турбины ТКР-11 произведен расчет на приспособляемость его диска при повторных нагревах и охлаждениях. При этом расчете отдельно рассматривались условия возникновения знакопеременного пластического течения и условия возникновения односторонней пластической деформации. Для определения последнего условия использовался метод, предложенный Д. А. Гохфельдом, основанный на рассмотрении возможных схем разрушения диска. При расчете использовались упругие температурные напряжения, возникающие в диске при нестационарных режимах работы, определенные по приближенной методике, описанной выше. В результате расчета построена диаграмма приспособляемости диска рабочего колеса турбины ТКР-11, показывающая зависимость максимальных температурных перепадов по радиусу диска, при которых возможна приспособляемость, от скорости вращения диска.

В восьмой главе приведены методика и анализ результатов натуральных прочностных испытаний турбокомпрессора ТКР-11 при многократных запусках. Испытания проводились на стенде при температуре газа примерно 700°C по следующему режиму: быстрый запуск с подъемом температуры газа перед турбиной до 700° и разгоном ротора до 45000 об/мин. в течение 3 мин., работа на стационарном режиме в течение 30 мин., выключение камеры сгорания и остановка турбокомпрессора с охлаждением турбины продувкой воздуха в течение 12 мин. Общая продолжительность цикла составляла примерно 45 минут. Во время испытаний температуры газа перед и после турбины регистрировались электронным потенциометром ЭПП-09.

Перед испытаниями и после 20, 70, 170, 250 и 300 циклов

производили разборку турбокомпрессора, осмотр рабочего колеса и измерение диаметра и отклонения кромки колеса от начального положения. Оказалось, что с ростом числа запусков увеличивается диаметр рабочего колеса турбины и происходит прогрессирующее коробление кромки, аналогичное тому, которое наблюдалось у колес, разрушившихся в процессе эксплуатации.

Через 300 циклов для уменьшения продолжительности последующих испытаний было снижено время работы турбины на стационарном режиме (до 10 мин.) и ускорен процесс охлаждения (впрыск воды в воздушный поток перед турбиной). После 34 таких циклов на периферии диска между лопатками была обнаружена сквозная трещина длиной примерно 5 мм.

Кроме испытаний на стенде в условиях многократных пусков, были проведены ускоренные термоциклические испытания неподвижного рабочего колеса. При этих испытаниях нагрев наружной части диска осуществлялся токами высокой частоты в течение 1 мин. до 700°C и затем производилось охлаждение рабочего колеса в воде. После 10 циклов в тонкой части диска были обнаружены многочисленные радиальные трещины, края которых разошлись. Коробление кромки диска также наблюдалось.

Был произведен металлографический анализ зон разрушений, полученных при натуральных испытаниях на стенде и при термоциклических испытаниях.

На основе результатов выполненной работы могут быть сделаны следующие выводы:

1. Условия работы турбины турбокомпрессора транспортного и, в частности, тракторного двигателя характеризуются резкой тепловой нестационарностью (частые быстрые нагревы, охлаждения). Разработана методика, которая позволила получить подробные экспериментальные данные по тепловому состоянию рабочего колеса турбины турбокомпрессора дизельного двигателя при нестационарных тепловых режимах.

Насколько известно, до настоящего времени подобные данные в технической литературе отсутствовали.

2. Анализ результатов термометрирования показал, что вращение ротора сравнительно мало влияет на температурное поле рабочего колеса турбины турбокомпрессора. Температуры и температурные перепады в рабочем колесе, полученные при измерениях на неподвижном роторе турбины, совпадают (с точностью до 3—10%) с температурами и температур-

ными перепадами, полученными при испытаниях на вращающемся роторе. Это позволяет в дальнейшем на конструкциях подобного типа проводить исследование температурных полей при пониженных скоростях вращения или даже на полностью заторможенном роторе, что существенно снижает трудоемкость исследования.

3. Результаты исследования температурных полей свидетельствуют о том, что при быстрых изменениях температуры газа, характерных при работе турбокомпрессора на транспортном двигателе, в рабочем колесе турбины возникают значительные температурные градиенты. При запуске турбины при тех скоростях подъема температуры газа, которые осуществлялись на стенде (температура газа достигала $0,8 T_{max}$ через 5 секунд после начала запуска), они достигали максимальной величины примерно через 15 секунд после начала подъема температуры газа.

Во время запуска максимальные температурные перепады при температуре газа 500°C составляли: по радиусу диска со стороны лопаток примерно 200° , с противоположной стороны — 225° ; по толщине на оси вращения диска примерно 100° . При температуре газа 700°C соответственно: 300° , 320° , 215° . Значительные температурные перепады возникали и в лопатках рабочего колеса.

При охлаждении турбины (останов или резкое уменьшение температуры газа) знак температурных градиентов меняется. Центральная часть диска охлаждается медленнее и поэтому оказывается более горячей, чем периферийная. Максимальные «обратные» температурные перепады при темпах охлаждения, осуществляемых на стенде, также возникали примерно через 15 секунд после начала охлаждения. При изменении температуры газа с 500° до 100°C они достигали: по радиусу диска со стороны лопаток примерно 115° , с противоположной стороны — 105° ; при изменении температуры газа с 700° до 100°C ; соответственно: 200° и 190° . Температурные перепады по толщине диска при охлаждении оказались незначительными.

4. Сопоставление режимов испытаний, при которых производилось измерение температур, с режимами работы турбокомпрессора на тракторном дизеле показало, что при испытаниях на стенде скорости изменения температуры газа (как при запуске, так при останове) были примерно такими же, какие существуют в реальных условиях при запуске дизеля и резких колебаниях его мощности.

5. На основе расчетного определения температурных на-

пряжений выяснено, что максимальные напряжения, возникающие в диске при нестационарных режимах работы турбины (нагрев, охлаждение), в 2—3 раза превосходят температурные напряжения при стационарном тепловом режиме. Максимальные «упругие» напряжения как при запуске турбины, так и при ее останове при температурах газа 500, 600, 700°C превышают предел текучести стали ЭИ-572.

6. Анализ условий приспособляемости диска рабочего колеса турбины ТКР-11 выявил, что при повторных запусках—остановках турбины при температурах газа 500, 600, 700°C на периферии диска будет возникать знакопеременная пластическая деформация и, таким образом, подтвердил возможность разрушения диска от термической усталости. Согласно расчету, при температуре газа 700°C, наряду со знакопеременной пластической деформацией, в диске возникает также прогрессирующая однозначная пластическая деформация, нарастающая с каждым циклом, которая может привести к некоторому увеличению диаметра диска.

7. На основе анализа условий приспособляемости диска рабочего колеса ТКР-11 определен максимально допустимый температурный перепад по радиусу диска, при котором прочность диска в условиях повторных нагревов — охлаждений будет обеспечена практически при любом реальном числе теплосмен.

При скорости вращения диска около 45000 об/мин. перепады при нагреве и охлаждении в сумме не должны превышать 300°C.

8. Проведенные натурные прочностные испытания турбокомпрессора в условиях многократных теплосмен позволили получить разрушение, аналогичное по своему характеру разрушениям, наблюдавшимся при эксплуатации турбокомпрессоров. Это подтверждается проведенными металлографическими исследованиями зон разрушений.

Результаты натурных испытаний качественно соответствовали данным расчета диска турбины ТКР-11 на приспособляемость. В частности, при испытаниях наблюдалось некоторое увеличение диаметра рабочего колеса (на 0,2 мм через 300 циклов), возможность которого была показана при расчете.

9. При ускоренных термоциклических испытаниях рабочего колеса были получены разрушения дисков в виде радиальных трещин на периферии между лопатками. Металлографический анализ зон разрушения подтвердил, что эти разрушения аналогичны тем, которые наблюдались при эксплуатации и натурных испытаниях турбокомпрессора.

10. При натуральных и термоциклических испытаниях было обнаружено, что мелкие литейные раковины и местные уменьшения толщины диска, являющиеся результатом снятия металла при балансировке ротора, приводят к концентрациям пластической деформации и ускоряют термоусталостное разрушение диска. В связи с этим следует категорически запретить балансировку ротора путем удаления металла на периферии диска рабочего колеса турбины. Необходимо усилить контроль за качеством поверхности диска, не допуская различного рода концентраторов напряжений.

12. Таким образом, проведенное исследование подтвердило, что разрушения дисков рабочих колес турбины ТКР-11, которые наблюдались при эксплуатационных испытаниях, связаны с термической усталостью вследствие повторных тепловых воздействий в условиях нестационарных режимов работы тракторного дизеля.

13. Результаты проведенных исследований позволили сделать некоторые практические рекомендации, направленные на повышение долговечности рабочего колеса турбины при повторных тепловых воздействиях:

а) одним из путей повышения прочности рабочего колеса является уменьшение температурных перепадов в диске рабочего колеса, что приводит к значительному снижению температурных напряжений. Это может быть достигнуто, во-первых, путем применения интенсивного воздушного охлаждения диска, во-вторых, путем такого изменения конструкции рабочего колеса, при котором диск будет иметь более равномерную толщину по радиусу;

б) долговечность рабочего колеса турбины может быть повышена также рациональным выбором материала, из которого оно изготавливается. Выбор материала должен осуществляться с учетом его сопротивляемости термической усталости.

14. Для повышения ресурса рабочего колеса турбины турбокомпрессора ТКР-11 без значительных изменений его конструкции заводу были рекомендованы следующие мероприятия:

а) увеличение толщины диска на периферии (с 1,2 мм до 3 мм) и применение специального балансировочного пояса, что позволит устранить коробление диска при нагревах.

Эти рекомендации были приняты заводом;

б) уменьшение тепловых напряжений в диске может быть достигнуто путем удаления металла между лопатками на периферии диска. Однако для его внедрения следует провести

дополнительное исследование в связи с возможным влиянием на вибрационную прочность рабочего колеса.

В заключение отметим, что результаты проведенного исследования могут найти применение при конструировании и доводке рабочих колес газовых радиально-осевых турбин транспортных двигателей, работающих в аналогичных условиях.

Материалы диссертации докладывались на IV—V научных совещаниях по тепловым напряжениям в элементах конструкций (г. Киев, июнь 1963—64 гг.); на III совещании по статической и динамической прочности материалов и конструктивных элементов при высоких температурах (г. Киев, сентябрь 1963 г.); на техническом совещании ОГК ЧТЗ; на XIV—XVIII научно-технических конференциях Челябинского политехнического института (1961—1965 гг.). Основные результаты диссертации изложены в следующих статьях:

1. Гохфельд Д. А., Кононов К. М. Приспособляемость неравномерно нагретых вращающихся дисков. Известия вузов «Машиностроение», № 4, 1962.

2. Гохфельд Д. А., Кононов К. М. Исследование температурных полей и тепловых напряжений в рабочем колесе центробежной газовой турбины при нестационарных тепловых режимах. Сб. «Тепловые напряжения в элементах конструкции», вып. 5, АН УССР. Изд. «Наукова думка» (в печати).

3. Гохфельд Д. А., Кононов К. М. Прочность рабочих колес турбины при теплосменах. Челябинский политехнический институт. Отчет по научной работе «Исследование прочности турбокомпрессора ТКР-11». Зарегистрирован в Государственном Комитете по делам изобретений и открытий СССР с приоритетом 7 марта 1964 г. Регистрационный номер 43900.

4. Кононов К. М. Натурные испытания рабочего колеса центробежной газовой турбины в условиях многократных пусков. Сб. «Тепловые напряжения в элементах конструкции», вып. 4, АН УССР, Изд. «Наукова думка», 1964.

5. Кононов К. М. Прочность центробежной газовой турбины при многократных пусках. Сб. «Вопросы высокотемпературной прочности в машиностроении», вып. 3, АН УССР, Изд. «Наукова думка» (в печати).

6. Кононов К. М. Исследование прочности рабочего колеса радиальной газовой турбины в условиях нестационарных тепловых режимов. Известия вузов «Машиностроение», № 4, 1965 (в печати).