

01.02.06 143)

14234

МИНИСТЕРСТВО ВЫШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
имени ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

На правах рукописи

Иванюк Владимир Харитонович

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК РАБОЧИХ
КОЛЕС МАЛОРАЗМЕРНЫХ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ТУРБИН

Специальность 01.02.06 - Динамика и прочность машин,
приборов и аппаратуры

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск - 1979

ЧПИ

Читальный зал
«Профессорский»

Работа выполнена на кафедре "Сопротивление материалов, динамика и прочность машин", Челябинского политехнического института им.Ленинского комсомола.

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор Гохфельд Д.А.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор Шорр Б.Ф.;

кандидат технических наук, доцент Седнёв В.И.

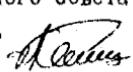
Ведущее предприятие - Центральный научно-исследовательский дизельный институт (г.Ленинград)

Зашита состоится _____ 1979 г. на заседании специализированного совета Д 053.13.01 по присуждению ученой степени доктора технических наук Челябинского политехнического института им.Ленинского комсомола.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан _____ 1979 г.

Отзывы в двух экземплярах, заверенных печатью учреждения, просим направлять по адресу: 454044, г.Челябинск-44, проспект имени В.И.Ленина, 76, ЧПИ, ученому секретарю совета.

Ученый секретарь специализированного совета
кандидат технических наук, доцент  А.А. Козеев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

АКТУАЛЬНОСТЬ. Одним из эффективных методов повышения единичной мощности и экономичности дизелей является использование на них газотурбинного наддува. Наиболее ответственными элементами агрегатов наддува являются рабочие колеса турбины и компрессора, вибрационные поломки лопаток которых составляют значительную часть дефектов, наблюдаемых в эксплуатации. В наибольшей мере таким поломкам подвержены лопатки радиально-осевых турбин, работающих в системах импульсного наддува тракторных дизелей (турбокомпрессоры типа ТКР). Поскольку производство агрегатов наддува дизелей непрерывно расширяется, проблема обеспечения вибропрочности лопаток рабочих колес становится все более актуальной. Необходимым условием её решения является глубокое и всестороннее изучение динамики лопаточного венца рабочего колеса ТКР, которая в связи с особенностями условий работы, а также особенностями конструкции колеса, существенно отличается от хорошо изученной динамики лопаточного венца осевой турбины.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ состоит в исследовании условий работы и динамических характеристик лопаточных венцов радиально-осевых турбин ТКР и установление путей повышения их динамической прочности. При этом предусматривается решение следующих основных задач:

1. Анализ возмущающих сил, действующих на рабочие лопатки турбинного колеса турбокомпрессора в системе импульсного наддува дизеля.
2. Теоретическое исследование вынужденных колебаний рабочих лопаток ТКР в системе импульсного наддува.
3. Расчет, проектирование и изготовление магнитострикционного вибростенда, предназначенного для проведения динамических исследований и испытаний колес ТКР.
4. Экспериментальное исследование динамических характеристик лопаточных венцов рабочих колес ТКР на вибростенде.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ. Основные научные положения, выводы и рекомендации работы базируются на общих методах теории колебаний. Экспериментальные исследования состоят в разработке средств и методов испытания натурных объектов в лабораторных условиях и в последующем определении их динамических характеристик.

НАУЧНАЯ НОВИЗНА. Установлен факт амплитудно-частотно-фазовой модуляции возмущающих сил, действующих на лопатки турбины в системе

импульсного наддува, что качественно отличает исследуемый объект от всех известных механических систем.

Исследовано влияние амплитудно-частотно-фазовой модуляции возмущающих сил на максимальные амплитуды резонансных колебаний лопатки.

Дан анализ форм колебаний лопаточного венца радиально-осевой турбины и форм возмущающих сил. Обоснована возможность и необходимость исследования парциальных динамических характеристик рабочих лопаток турбин на магнитострикционном вибростенде.

Разработана методика расчета магнитострикционного вибростенда, позволяющего получить достаточно большие амплитуды колебаний лопаток натурных колес в широком диапазоне частот.

Разработаны методики определения на магнитострикционном вибростенде парциальных частот и декрементов колебаний лопаток рабочих колес ТКР, учитывающие связь лопаток между собой и вибростендом.

Исследованы статистические характеристики парциальных частот лопаток, позволившие выявить основные причины, приводящие к неоднородности лопаточного венца.

Разработана методика и проведены экспериментальные исследования полей динамических напряжений в лопатках радиально-осевых турбин и компрессоров.

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЦЕННОСТЬ. Полученные результаты позволяют существенно уточнить представление о характере явлений, происходящих в лопаточном венце радиально-осевой турбины, работающей в системе импульсного наддува дизеля, и правильно интерпретировать экспериментальные результаты, полученные на вибростенде и в натурных условиях.

Разработанные методики исследования динамических характеристик радиально-осевых турбин и компрессоров могут быть использованы при проведении экспериментальных работ по доводке турбокомпрессоров.

Методика расчета магнитострикционного вибростенда может быть использована при проектировании подобных вибростендов, предназначенных для испытания натурных деталей.

РЕАЛИЗАЦИЯ РАБОТЫ. Результаты проведенных исследований внедрены на производственном объединении Челябинский тракторный завод им. В.И. Ленина в виде методик определения динамических характеристик рабочих колес ТКР и магнитострикционного вибростенда,

предназначенного для испытаний натурных колес. Аналогичный вибростенд, выполненный по методике автора, внедрен в ЦНИИДИ.

АПРОБАЦИЯ РАБОТЫ. Основные положения работы докладывались на научно-технических конференциях Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола (1963-1978), на Всесоюзных совещаниях по проблемам прочности двигателей (Ленинград, 1971, 1973, Куйбышев, 1974), на УІ и УР Всесоюзных совещаниях по вопросам рассеяния энергии при колебаниях механических систем (Киев, 1966, 1968), на Всесоюзном семинаре "Прочность материалов и элементов конструкций при звуковых и ультразвуковых частотах нагружения" (Киев, 1975), на научно-технических совещаниях в ЦНИИДИ (1979) и ЧТЗ (1979).

ПУБЛИКАЦИИ. По теме диссертации опубликовано 9 печатных работ.

ОБЪЕМ РАБОТЫ. Диссертация состоит из введения, трех глав, заключения и выводов, библиографического списка, включающего 92 наименования, приложения и содержит 114 страниц машинописного текста, 2 таблицы, 44 страницы с 66-ю рисунками и I страницу с копией акта внедрения.

СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

ВО ВВЕДЕНИИ отмечается актуальность работы. На основании выполненного обзора литературы показан современный уровень исследований по динамической прочности рабочих колес ТКР и сформулированы основные задачи исследования.

ПЕРВАЯ ГЛАВА посвящена возмущающим силам, действующим на лопатки рабочих колес в условиях работы на двигателе и вибростенде, исследование парциальных колебаний лопаток и анализу форм колебаний лопаточного венца.

В работах по исследованию колебаний лопаток рабочих колес агрегатов наддува дизелей (Р.С.Дейч, А.И.Будченко, Н.И.Кононов и другие) показано, что основной причиной вибрации лопаток импульсной турбины является неравномерность давления газового потока по окружности соплового аппарата вследствие его пульсации и парциальной подачи. Пульсация потока приводит к тому, что амплитуда резонирующей гармоники возмущающих сил оказывается переменной во времени. Вследствие изменения давления газа во входах в турбину, врачающий момент на ней также оказывается величиной переменной, что приводит к периодическому изменению частоты вращения ротора, а, следовательно, и частоты возмущающих сил. Эта осо-

бенность не принималась во внимание при исследовании вибрации лопаток ТКР, так же как и другая особенность, обусловленная пульсацией потока - изменение фазы возмущающих сил на величину (т.е. смена знака). Последнее важно, т.к. смена фазы приводит к изменению знака работы, совершаемой возмущающей силой, т.е. к тому, что в течение некоторого времени возмущающая сила демптирует колебания. Таким образом, возмущающие силы, действующие на рабочие лопатки турбины, оказываются переменными по амплитуде, фазе и частоте. В этом отношении лопатки турбины ТКР представляют собой весьма своеобразную систему, поскольку механические системы с амплитудно-частотно-фазовой модуляцией возмущающих сил в литературе, насколько нам известно, до сих пор не были описаны.

Уравнение движения модели лопатки, которую в первом приближении можно представить в виде линейного осциллятора, описывается уравнением

$$\ddot{y} + 2\eta \dot{y} + p^2 y = \frac{Q(t)}{m} \sin k [\omega(t) \cdot t], \quad (1)$$

где η - приведенный коэффициент вязкого трения, m - приведенная масса лопатки, k - номер резонирующей гармоники возмущающей силы $Q(t)$. Анализ возмущающих сил и подробное исследование движения ротора показали обоснованность представления функций $Q(t)$ и $\omega(t)$ в виде:

$Q(t) = Q_0 + Q_a \sin \Omega t$, $\omega(t) = \omega_0 + \omega_a \sin(\Omega t + \alpha)$, где Q_0 , ω_0 и Q_a , ω_a - постоянные составляющие и амплитуды вторых гармоник функций и $\omega(t)$, Ω - частота вращения коленчатого вала двигателя, α - сдвиг по фазе между функциями $Q(t)$ и $\omega(t)$. Вводя безразмерные параметры $\tau = (\Omega/2\pi)t$, $\nu = p/\Omega$, $\bar{\omega} = \omega_a/\omega_0$, $q = Q_0/Q_a$.

в уравнение (1), после ряда преобразований получим:

$$\frac{d^2\eta}{d\tau^2} + (2\pi\nu)^2 \eta = -2\nu\delta \frac{d\eta}{d\tau} + (2\pi\nu)^2 \delta \frac{q + \sin 2\pi\tau}{1 + q}. \quad (2)$$

Здесь δ - декремент колебаний лопатки, $\eta(\tau)$ - отношение максимального смещения при заданном возбуждении Y_{max} к амплитуде стационарных резонансных колебаний $Y_{рез}$, которая определяется из уравнения (1) при условии $k\omega_0 = p$, $\bar{\omega} = 0$ и амплитуде возмущающей силы, равной $Q_0 + Q_a$.

Наличие "малого параметра" δ в членах правой части выражения (2) позволяет применить для решения метод медленно меняющихся амплитуд. Приняв решение уравнения (2) в виде

$$\eta = \beta \cos\{2\pi\tau\nu[1 + \bar{\omega} \sin(2\pi\tau + \alpha)] + \psi\},$$

где β и ψ медленно изменяющиеся функции времени, в соответствии с указанным методом получим после осреднения правых частей систему укороченных уравнений:

$$\frac{d\beta}{d\tau} = -\nu\delta[\beta + \frac{q + \sin 2\pi\tau}{1+q} \cos \psi],$$

$$\frac{d\psi}{d\tau} = -\nu\delta\{2\pi\frac{\bar{\omega}}{\delta} \sin(2\pi\tau + \alpha) - \frac{\sin \psi}{\beta(1+q)} [q + \sin 2\pi\tau]\}. \quad (3)$$

Как видно из уравнений (3), безразмерная амплитуда колебаний лопатки β зависит от трех безразмерных параметров системы: $\nu\delta$, $\bar{\omega}/\delta$ и q . Частотная модуляция возмущающих сил определяется параметрами $\nu\delta$ и $\bar{\omega}/\delta$, амплитудная – параметром β , фазовая – параметром $\nu\delta$.

Параметр $\nu\delta$, определяющий влияние частотной и фазовой модуляций на амплитуды колебаний, характеризует относительную "подвижность" колебательной системы. Чем больше $\nu\delta$, тем выше "подвижность" системы и она точнее "следит" за изменением частоты и фазы возмущающей силы. Параметр $\bar{\omega}/\delta$ характеризует относительное (по отношению к ширине резонансной зоны лопатки) изменение частоты возмущающей силы, т.е. относительную глубину её частотной модуляции.

Численное решение системы (3) выполнялось трехточечным методом Адамса при подходящих начальных условиях до установления стационарного режима. На рис. I приведены графики, отражающие влияние частотной модуляции возмущающей силы на характер изменения безразмерной амплитуды лопатки β при четырех значениях параметра $\nu\delta$. Как видно из рис. I, уменьшение параметра $\nu\delta$, т.е. повышение степени нестационарности процесса (увеличение скорости прохода через резонанс), приводит к снижению резонансных амплитуд, т.е. система не успевает набрать амплитуды, равные $Y_{res}(\beta_{max})$. Снижается также и β_{min} и при этом в тем большей степени, чем больше глубина модуляции частоты $\bar{\omega}/\delta$. Так, при $\nu\delta = 4$ минимальная величина безразмерной амплитуды β_{min} обращается в нуль, несмотря на то, что амплитуда возмущающей силы отлична от нуля. Это обусловлено тем, что при быстром проходе через резонанс про-

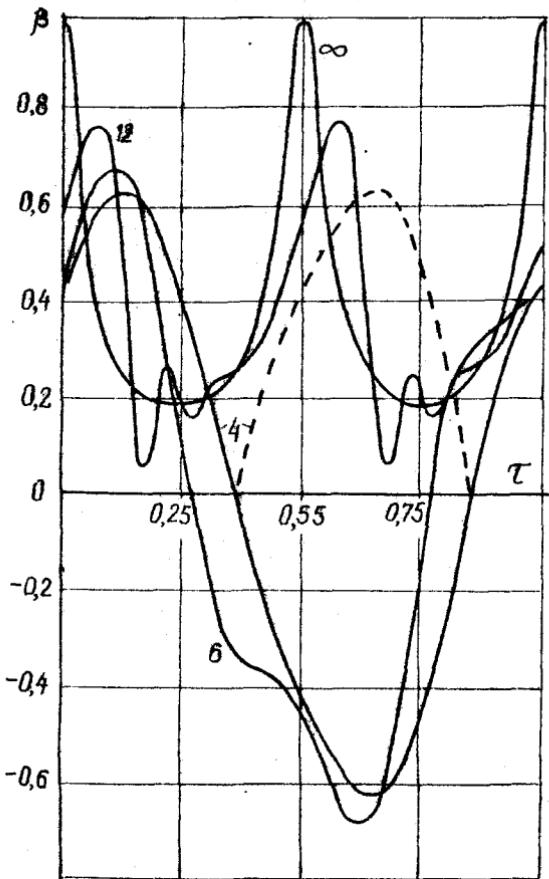


Рис. I. Влияние частотной модуляции возмущающей силы на амплитуды колебаний лопатки при глубине модуляции $\frac{\omega}{\delta} = 0,8$

определенное значение параметра $v\delta$, при котором максимальные амплитуды β_{max} принимают наименьшее значение.

исходит одновременно быстрое изменение фазы возмущающих сил, за которым не успевает следить колебательная система. В результате этого возмущающая сила в какие-то периоды тормозит систему вплоть до нулевых амплитуд. Если пренебречь формой кривой $\beta(\tau)$ то в качестве определяющих ее характеристик можно принять наибольшее β_{max} и наименьшее β_{min} значения за период. Тогда оказывается возможным представить влияние частотной модуляции возмущающей силы на амплитуду вынужденных колебаний лопатки в виде двух семейств однопараметрических кривых $\beta_{max}(v\delta)$ и $\beta_{min}(v\delta)$, охватывающих достаточно широкую область изменения параметров $v\delta$ и $\bar{\omega}/\delta$ (рис. 2). Характерно, что каждому значению параметра $\bar{\omega}/\delta$ соответствует

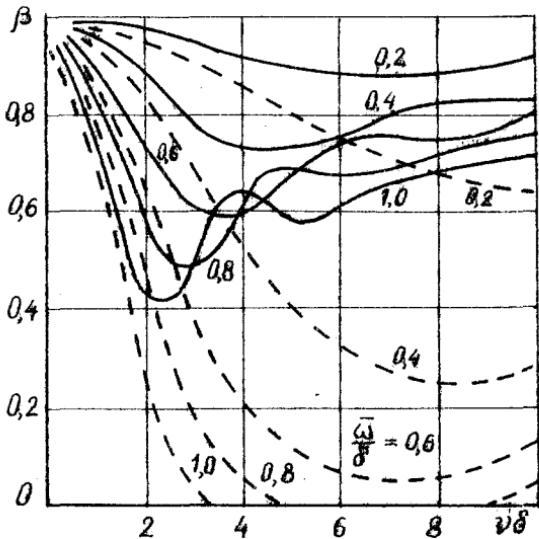


Рис.2. Обобщенные кривые зависимости максимальных резонансных амплитуд лопаток от параметров частотной модуляции;

— максимальное значение амплитуды β_{\max}
 - - - минимальное значение амплитуды β_{\min}

При одновременной модуляции возмущающей силы по амплитуде и частоте максимальная амплитуда вынужденных колебаний лопатки снижается одновременно от воздействия обоих факторов. Таким образом, целенаправленное создание условий, повышающих глубину амплитудной и частотной модуляции возмущающей силы, может служить одним из способов увеличения динамической прочности и долговечности рабочих лопаток турбокомпрессора, работающего в системе импульсного наддува. В частности, увеличить глубину частотной модуляции можно за счет снижения момента инерции ротора, например, удалив часть диска между лопатками рабочего колеса.

Исследование парциальных колебаний лопатки, конечно, не охватывает всего многообразия динамических явлений, обнаруженных при работе турбины ТКР в натурных условиях, а также при испытании его на вибростенде. Так оказалось, что каждая из лопаток колеса имеет не один, а несколько резонансных пиков на близких частотах, что указывает на наличие связи между лопатками. Об этом же говорит тот факт, что увеличение демпфирования одной из лопаток колеса приводит к одновременному уменьшению амплитуд других лопаток. Связь между лопатками осуществляется различным образом: за

за счет перемещений диска как твердого тела (инерционная связь), за счет упругих деформаций диска (упругая или деформационная связь) и за счет взаимодействия через поток газа (аэродинамическая связь). Таким образом, малоразмерная радиальноосевая турбина представляет собой единую связанный систему. Благодаря наличию слабых связей в лопаточном венце турбины даже в случае идеально точного изготовления наблюдается ряд близких частот, на каждой из которых форма изгиба отдельной лопатки остается практически неизменной, соответствующей, например, первой форме её парциальных колебаний, в то же время соотношение амплитуд колебаний различных лопаток на всех частотах оказывается различным. Аналогично тому, как это делается в паротурбоостроении, удобно всю группу частот и форм колебаний лопаточного венца, при которых каждая лопатка изгибается по первой форме, назвать колебаниями первого тона. Колебания второго тона – это колебания, при которых каждая из лопаток деформируется по своей второй форме (с одной узловой линией вне корневого сечения). Этому тону также соответствует ряд форм колебаний лопаточного венца с близкими частотами, удаленным достаточно далеко от группы частот первого тона.

В дальнейшем рассматриваются вынужденные колебания рабочего колеса на частотах, близких к частотам первого тона лопаточного венца, как наиболее опасные с точки зрения прочности лопаток.

В большинстве механических систем собственные частоты расположены достаточно далеко друг от друга, так что форма вынужденных резонансных колебаний практически совпадает с одной из собственных форм. Отличительной особенностью рабочего колеса ТКР является близость собственных частот. В этом случае форма вынужденных колебаний представляет собой суперпозицию нескольких собственных форм и не совпадает ни с одной из них. Как известно, форма вынужденных колебаний определяется не только формами собственных колебаний, но и формой возмущающих сил. Этот факт играет существенную роль при сопоставлении результатов экспериментов на различном испытательном оборудовании и в натурных условиях. Поскольку формы возмущающих сил на двигателе и на вибростенде обычно различаются, то и формы вынужденных колебаний лопаточного венца также будут различны, т.е. лопатка, имевшая на вибростенде наибольшую амплитуду, на двигателе может оказаться наименее напряженной и наоборот. Таким образом, воспроизведение на вибростенде, обеспечивающем, например, возбуждение лопаток через диск, форм колебаний лопаточного венца,

характерных для условий работы на двигателе, принципиально не-
осуществимо. Это положение не распространяется на определение с
помощью вибростенда динамических характеристик (собственных час-
тот, декрементов колебаний, полей напряжений и т.д.) и усталост-
ных свойств отдельных лопаток. Моделирование парциальных колеба-
ний лопаток в этом случае не вызывает затруднений, поскольку первые
две собственные частоты изолированной лопатки отличаются при-
мерно вдвое, так что при любой форме возмущающих сил форма резо-
нансных колебаний на первой частоте практически совпадает с пер-
вой формой собственных колебаний лопатки. В то же время парциаль-
ные динамические параметры лопаток рабочего колеса целиком опре-
деляют динамические свойства всего колеса в целом. Кроме того,
они необходимы для построения математической модели рабочего ко-
леса, учитывающей связанный характер колебаний лопаток и позволя-
ющей исследовать вынужденные колебания лопаточного венца при лю-
бых формах возмущающих сил, в частности, соответствующих нату-
ральным условиям.

ВО ВТОРОЙ ГЛАВЕ описана методика проектирования магнитострик-
ционного вибростенда, предназначенного для испытаний натурных де-
талей в широком диапазоне частот.

Магнитострикционные вибростенды в последнее время находят
широкое применение для усталостных испытаний образцов на частотах 3-10кГц. Их существенный недостаток заключается в узком диапазоне рабочих частот, что является серьёзным препятствием в случае испытаний натурных объектов. Так, собственные частоты лопаток ма-
лоразмерных радиально-осевых рабочих колес агрегатов наддува ди-
зелей лежат в диапазоне частот 4-8кГц и для его покрытия необхо-
димо располагать большим количеством вибраторов. В работе предла-
гается способ расширения диапазона рабочих частот вибратора с по-
мощью согласующих сменных элементов, выполненных в виде цилиндри-
ческих стержней.

Условия получения максимума амплитуды в месте крепления рабо-
чего колеса на вибраторе имеют вид:

$$R_n = K^2 R_H ; \quad (4)$$

$$X_n + X_T = - X_H K^2 . \quad (5)$$

Здесь R_n , R_H , X_n и X_H - активные и реактивные составляю-
щие сопротивлений преобразователя I и нагрузки 4 (рабочее колесо)
 X_T - реактивное сопротивление трансформатора механических коле-

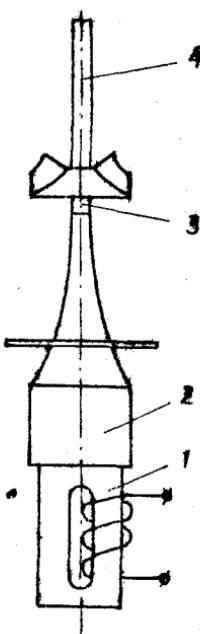


Рис.3. Магнитострикционный вибратор

таль оказывается уже не в пучности колебаний. Введение второго согласующего стержня 3 (см.рис.3) позволяет устранить смещение пучности колебаний и обеспечить наиболее выгодный режим работы вибростенда в достаточно широком диапазоне частот.

На основе теории продольных колебаний стержневых систем получены уравнения, из которых были определены геометрические размеры основных элементов вибратора — согласующих стержней, трансформатора механических колебаний и преобразователя.

Электрический расчет вибростенда был выполнен с учетом работы на околосрезонансных режимах. Необходимость работы на этих ре-

баний 2 (см.рис.3). Коэффициент усиления K трансформатора подбирают так, чтобы выполнялось условие согласования (4). Реактивные сопротивления X_p , X_t и X_H зависят от частоты колебаний системы, а X_H — ещё и от массы испытуемого колеса. Поэтому при изменении частоты испытаний или массы колеса для соблюдения условия (5) пришлось бы изменять параметры преобразователя или трансформатора, что, конечно, нерационально. Целесообразнее дополнить вибратор сменным упруго-массовым элементом в виде цилиндрического стержня 5 (см.рис.3), образующим совместно с испытываемым колесом систему, настроенную на частоту испытаний. В этом случае условие (5) примет вид

$$X_p + X_t = (X_c - X_H) K^2. \quad (6)$$

Выполнение условия (6) при изменении сопротивления нагрузки X_H , обусловленном изменением массы колеса, возможно за счет изменения сопротивления X_c согласующего стержня варьированием его длины. Таким путем можно скомпенсировать и изменение сопротивлений X_p , X_t при смещении частоты испытаний. Однако при этом одновременно происходит такое изменение формы колебаний системы вибратор—нагрузка—согласующий стержень, при котором испытуемая де-

жимах обусловлена разбросом частот собственных колебаний лопаток, который для одного колеса составляет около 10% от среднего значения. В результате расчета выбраны необходимый по мощности усилитель, схема электрического питания вибростенда и проведен расчет основных её элементов.

По проекту автора изготовлены вибростенды в лаборатории кафедры сопротивления материалов, динамики и прочности машин Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола, в объединении "Челябинский тракторный завод им. В.И.Ленина" и в отделе материалов ЦНИИДИ. Практика их эксплуатации подтвердила эффективность разработанной методики расчета.

В ТРЕТЬЕЙ ГЛАВЕ описаны методики и приведены результаты исследования динамических характеристик (собственных частот, полей динамических напряжений, декрементов колебаний) рабочих колес ТКР на магнитострикционном вибростенде.

Знание собственных частот лопаток необходимо для решения большинства задач, связанных с их динамической прочностью. Современные методы расчета позволяют определять собственные частоты лопаток с погрешностью 5-10%. Естественно, что в этом случае определяется лишь некоторое среднее значение частот лопаток, соответствующее расчетным размерам и не учитывающее возможность появления технологических отклонений размеров лопаток в пределах заданных допусков. Однако при исследовании законов распределения парциальных частот лопаток уже изготовленных рабочих колес или исследовании эффекта взаимодействия слабо связанных разночастотных лопаток, а также при определении исходных данных для построения математической модели рабочего колеса, погрешность определения парциальных собственных частот лопаток должна быть значительно меньшей – иногда до десятых долей процентов. Понятно, что такого рода исследования могут быть выполнены только экспериментальным путем. Однако задача определения собственных частот лопаток со столь малой погрешностью на магнитострикционном вибростенде не является тривиальной. Так, при определении парциальных частот лопаток резонансным методом на вибростенде, обладающем большими массами и движущими силами, возбуждение далеко не во всех случаях можно считать кинематическим. При работе на частотах, близких к резонансной частоте вибратора, должно учитываться обратное воздействие колеблющейся лопатки на вибратор, т.е. должны рассматриваться совместные колебания системы "лопатка-вибратор". В ещё большей

мере следует учитывать влияние вибратора при определении характеристик демпфирования лопатки, поскольку замеряемый декремент колебаний лопатки чрезвычайно сильно зависит от условий её взаимодействия с вибратором. Не исключено, что декременты колебаний лопаток при испытании на вибростенде будут характеризовать демпфирующую способность всей системы "лопатка-вибратор" и быть весьма далеки от демпфирующей способности самой лопатки при её колебаниях в натурных условиях. Поскольку жесткая связь рабочего колеса с вибратором при испытаниях является неизбежной, возникает задача определения динамических параметров лопатки по замеренным параметрам системы "лопатка-вибратор" (либо установление условий, при которых последние практически не отличаются от первых).

Поскольку парциальные частоты лопатки и вибратора близки, то в узкой области частот, на которых проводятся испытания лопаток, система "лопатка-вибратор" имеет два резонансных пика, при этом формы колебаний как лопатки так и вибратора остаются практически неизменными, совпадающими с собственными формами их парциальных колебаний. Изменение же формы колебаний системы при переходе от одной частоты к другой, происходит за счет изменения фазы колебаний лопатки по отношению к фазе колебаний вибратора и соотношения их амплитуд. Следовательно, в этой области частот система "лопатка-вибратор" может быть представлена системой с двумя степенями свободы. Адекватность данной модели исходной системе проверялась экспериментально. Анализ уравнений движения модели позволил получить следующие выражения для определения собственных частот и декремента колебаний системы "лопатка-вибратор":

$$\omega_{1,2} = \frac{1}{2} p [1 + \mu + \nu \pm \sqrt{\nu^4 - 2(1-\mu)\nu^2 + (1+\mu)^2}], \quad (7)$$

$$\delta = \frac{\delta \gamma^4 + \delta_0 \mu \nu (1 - \gamma^4)}{\delta [1 + \mu (1 - \delta^2)]}. \quad (8)$$

Здесь p , ρ_0 — парциальные частоты лопатки и вибратора; $\mu = m_0^{-1}$ — коэффициент инерционной связи между лопаткой и вибратором; $\nu = p \cdot \rho_0^{-1}$ — коэффициент расстройки парциальных частот вибратора и лопатки; $\delta = \omega_0^{-1}$. Параметры μ и δ существенным образом зависят от коэффициента усиления трансформатора механических колебаний вибратора. Анализ выражений (7) и (8) показывает, что разность между частотой лопатки p и одной из собственных частот ω_1 , ω_2 системы "лопатка-вибратор", а также разность между декрементами колебаний δ и δ'

тем меньше, чем больше коэффициент усиления трансформатора и больше расстройка парциальных частот лопатки и вибратора (отличие параметра ν от единицы). На спроектированном вибrostенде используется катеноидальный трансформатор механических колебаний с максимально возможным коэффициентом усиления (порядка 14 единиц). В этом случае, как показано в работе, при расстройке парциальных частот вибратора и лопатки на 10–15% динамические характеристики последней практически точно совпадают с измеряемыми динамическими характеристиками системы "лопатка–вибратор".

С целью определения статистических характеристик парциальных частот лопаток и определения влияния на них технологических и конструктивных факторов были исследованы рабочие колеса радиально-осевых турбин и компрессоров различных типов. По результатам испытаний для каждого колеса вычислены средние значения частот, среднеквадратичные отклонения и коэффициенты вариации. Показано, что частоты лопаток серии колес, изготовленных с одной прессформой, являются случайной функцией угла их расположения на колесе, среднее значение которой определяется точностью изготовления прессформы, а дисперсия – величиной зазоров в ней. У исследованных колес (рабочие колеса ТКР-13) превалирующее значение в разбросе частот лопаток имеет точность изготовления прессформы.

Испытания колес с различной конструкцией диска выявили малое влияние последнего на парциальные частоты лопаток, в то же время толщина диска оказывает существенное влияние на распределение динамических напряжений и на характер разрушения лопаток.

Поля динамических напряжений лопаток рабочих колес ТКР получены экспериментально на магнитострикционном вибrostенде. Деформации замерялись по специально разработанной методике в 10–20 точках тензодатчиками ФМПА-5. Поля динамических напряжений определены как при парциальных, так и при совместных колебаниях лопаток. Результаты эксперимента не обнаружили различий полей напряжений, полученных в этих двух различных условиях. Следовательно, поля напряжений, определенные экспериментально на вибrostенде, идентичны полям, возникающим в лопатках в рабочих условиях на двигателе. Это подтверждается и тем фактом, что усталостные поломки геометрически подобных колес при испытании на вибrostенде полностью соответствуют поломкам колес в натурных условиях. Исследование полей напряжений рабочего колеса турбины ТКР-14В с различной толщиной

0196551

диска показало, что увеличение толщины диска приводит к смещению максимума напряжений от выходной кромки лопатки к входной. Последующие усталостные испытания лопаток на вибростенде подтвердили полученные результаты. Лопатки колес с толщиной диска 3 мм разрушались от входной кромки, а с толщиной 1,5 мм - от выходной кромки. Таким образом показано, что одной и той же форме колебаний лопаточного венца могут соответствовать различные виды поломок лопаток.

Логарифмические декременты колебаний лопаток определялись методом "резонансной кривой". Амплитудно-частотная характеристика (резонансная кривая) лопатки записывалась в координатах "амплитуда напряжений-частота". С этой целью на один из входов двухкоординатного самописца подавался сигнал, пропорциональный частоте возмущающей силы, а на другой вход - сигнал, пропорциональный амплитуде максимальных напряжений в лопатке. Первые эксперименты по замеру декрементов колебаний лопаток показали наличие стохастической зависимости между декрементами отдельных лопаток и их собственными частотами. Такая зависимость может быть обусловлена технологическими отклонениями размеров лопаток, воздушным демпфированием, особенностями взаимодействия лопаток с возбудителем и между собой. В работах по вибрации лопаток турбомашин придерживаются первой версии, хотя с её помощью трудно объяснить, почему при разбросе собственных частот на 5-10% декременты колебаний лопаток могут различаться в 3 и более раз. Испытания в вакуумной камере, в которую помещалось испытуемое колесо, показали, что доля воздушного демпфирования при атмосферном давлении невелика (порядка 25% от потерь в материале лопатки), а частотная зависимость оказалась слабой и обнаруживает тенденцию к росту демпфирования с возрастанием частоты. Влияние возбудителя на измеряемые декременты колебаний лопаток, как показали расчет и эксперименты, мало. В дальнейшем выяснилось, что основной причиной корреляционной связи декрементов с собственными частотами колебаний лопаток является динамическое взаимодействие лопаток, приводящее к перераспределению энергии между ними. Устранить такое взаимодействие удалось закреплением дополнительных грузов на всех лопатках, кроме исследуемой, и установкой в месте крепления колеса на вибростенде массивного стального диска с целью уменьшения инерционной связи лопаток. После этого замеренные декременты колебаний лопаток практически не различались, что согласуется с физическими представлениями о том, что малым изменениям геометрии и частоты колебаний лопаток должны со-

ответствовать и малые изменения декрементов колебаний.

Выполненное исследование показывает, что в сложных системах с достаточно близкими парциальными частотами подсистем при определении декрементов колебаний последних должно уделяться особое внимание устранению связности колебаний,ющей изменить результаты измерений в несколько раз.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ВЫВОДЫ

1. На основании анализа опубликованных экспериментальных данных установлено, что возмущающие силы на лопатках рабочего колеса турбины, работающей в импульсной системе наддува дизеля, характеризуются амплитудно-частотно-фазовой модуляцией. Это качественно отличает условия возбуждения исследуемого объекта от условий возбуждения известных механических систем.

2. Получены уравнения парциальных колебаний лопатки рабочего колеса турбины под действием возмущающих сил с амплитудно-частотно-фазовой модуляцией. Методом медленно изменяющихся амплитуд они приведены к системе укороченных уравнений в безразмерной форме. Решение показывает, что максимальные резонансные амплитуды лопатки определяются тремя параметрами, отражающими глубину частотной и амплитудной модуляции, а также частоту изменения фазы. Установлено, что все три вида модуляции возмущающих сил ведут к снижению максимальных резонансных амплитуд лопаток (по сравнению со стационарным возбуждением силой с максимальной амплитудой).

Проведенный анализ позволяет правильно интерпретировать результаты натурных экспериментальных исследований колебаний лопаток.

Из выполненного исследования, в частности, следует, что уменьшение момента инерции ротора турбины, увеличивающее глубину частотной модуляции возмущающих сил, полезно с точки зрения снижения динамических напряжений в лопатках.

3. Экспериментально установлен связанный характер колебаний лопаток рабочих колес ТКР. Вследствие связности и разброса парциальных частот лопаток спектр собственных частот лопаточного венца оказывается густым. Это приводит к тому, что форма вынужденных колебаний (даже резонансных) не совпадает ни с одной из собственных форм (являясь их суперпозицией) и существенно зависит от формы возмущающих сил.

4. Анализ показал, что формы возмущающих сил на лопаточном венце в условиях работы на двигателе и на вибростенде существенно

различны. Отсюда следует, что на вибростенде могут исследоваться только парциальные колебания лопаток, поскольку форма этих колебаний от формы возмущающих сил не зависит (собственные частоты парциальных колебаний значительно различаются).

5. Для исследования парциальных колебаний лопаток рабочих колес ТКР необходим источник возбуждения, позволяющий получать достаточные амплитуды колебаний в широком диапазоне частот (первые собственные частоты лопаток ТКР лежат в диапазоне 4-8 кГц). С этой целью были разработаны специальный магнитострикционный вибростенд и методика его механического и электрического расчетов.

6. Разработана методика определения парциальных частот лопаток рабочих колес ТКР на магнитострикционном вибростенде.

Изучены статистические характеристики парциальных частот лопаток рабочих колес. Установлен значительный разброс средних (по колесу) значений и дисперсий частот лопаток для колес одного типа. Выявлены основные причины, вызывающие рассеяние статистических характеристик.

7. Разработана методика определения декрементов колебаний лопаток, учитывающая связь системы "лопатка-вибратор" и устраняющая связь лопаток между собой. Определены условия, при которых колебания вибратора практически не влияют на замеряемые декременты лопаток.

Установлено, что декремент колебаний практически не зависит от частоты собственных колебаний лопаток.

8. Установлено, что основная доля потерь энергии в лопатках рабочих колес радиально-осевых турбин связана с внутренним трением в материале. При нормальных температуре и давлении (испытание на вибростенде) эти потери составляют 80% от общей величины потерь энергии (остальные 20% составляют потери на воздушное демпфирование). В условиях эксплуатации доля потерь в материале становится ещё больше.

9. Разработана методика и исследование поля динамических напряжений в лопатках рабочих колес ТКР. Показано, что различного вида поломки лопаток, наблюдавшиеся в эксплуатации, объясняются резонансными колебаниями первого тона лопаточного венца (безузловая форма колебаний лопатки).

На основании выполненных исследований полей напряжений в лопатках дана сравнительная оценка прочности различных вариантов колес.

10. На основе разработанной методики созданы магнитострикционные вибростенды в ЧПИ, ЦНИИД (Ленинград) и ЧТЗ.

В порядке отработки конструкций различных типоразмеров рабочих колес агрегатов наддува дизелей были проведены испытания по определению динамических характеристик лопаток, результаты которых были учтены при выборе наиболее рациональных вариантов колес на ЧТЗ.

Основное содержание диссертации опубликовано
в следующих работах:

1. Иванюк В.Х. Исследование влияния толщины диска рабочего колеса радиальной турбины на усталостную прочность лопаток. - Вопросы прочности машиностроительных конструкций. Сб. научных трудов ЧПИ № 45, Челябинск, 1968..
2. Иванюк В.Х., Слива О.К. Особенности вынужденных колебаний лопаток турбины турбокомпрессора с импульсным наддувом. - Материалы XXIII научно-технической конференции института. ЧПИ, Челябинск, 1970, (тезис).
3. Иванюк В.Х., Мартыненко Н.Е. Экспериментальное исследование демпфирующих свойств радиальной газовой турбины турбокомпрессора. - Рассеяние энергии при колебаниях механических систем. "Наукова думка", Киев, 1970.
4. Иванюк В.Х., Мартыненко Н.Е. Экспериментальное исследование напряженного состояния лопатки радиальной газовой турбины. - Вопросы прочности и динамики конструкций. Сб. научных трудов ЧПИ № 92, Челябинск, 1971.
5. Иванюк В.Х., Кононов Н.М., Слива О.К. Исследование динамической прочности лопаток рабочих колес радиальных газовых турбин турбокомпрессоров. - Научно-техническое совещание по проблемам прочности двигателей. "Машиностроение", Ленинград, 1971. (тезис)
6. Иванюк В.Х., Кононов Н.М., Слива О.К. Амплитудно-частотная модуляция возмущающих сил и вынужденные колебания рабочих лопаток турбокомпрессора при импульсном наддуве. - Вопросы прочности в машиностроении. Сб. научных трудов ЧПИ № 151, Челябинск, 1974.
7. Гецфрид З.И., Иванюк В.Х., Подойников В.Г., Слива О.К. Резонансный магнитострикционный вибростенд на широкий диапазон рабочих частот. - Прочность материалов и элементов конструкций при звуковых и ультразвуковых частотах нагружения. "Наукова думка", Киев, 1975. (тезис)

8. Иванюк В.Х., Слива О.К. Магнитострикционный вибростенд для испытания натурных деталей. - Динамика и прочность конструкций. Сб. научных трудов ЧПИ № 201, Челябинск, 1977.

9. Иванюк В.Х., Слива О.К. Особенности исследования динамических характеристик лопаток рабочего колеса турбины на магнитострикционном вибростенде. - Динамика и прочность конструкций. Сб. научных трудов ЧПИ № 201, Челябинск, 1977.