

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ
ЗАПОРОВСКИЙ ОРДЕНА "ЗНАК ПОЧЕТА" МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ
ИМЕНИ В.Я. ЧУБАРЯ

На правах рукописи

РЯГИН Сергей Львович

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ
И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ
ЭЛЕМЕНТОВ СЛОЖНЫХ МАШИН

01.02.04 "Механика деформируемого
твердого тела"

01.02.06 "Динамика, прочность машин,
приборов и аппаратуры"

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Запорожье - 1993

Работа выполнена в Запорожском ордена "Знак Почета" машино-
строительном институте им. Р.Я.Чубаря

Научный руководитель – доктор технических наук,
профессор Ройтман А.Б.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Асатурян А.Ш.,
доктор технических наук,
профессор Карабан В.Н.

Ведущее предприятие - Херсонский комбайновый завод

Защита состоится "07" сентября 1993 года в 16³⁰ часов
на заседании специализированного совета К.068.38.01 в Запорожском
ордена "Знак Почета" машиностроительном институте им. Р.Я.Чубаря
(270063, г. Запорожье, ГСП-39, ул. Жуковского, 64).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан "26" июня 1993 года.

Ученый секретарь специализированного совета

доктор технических наук, профессор

И.П.Волчок И.П.Волчок



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность тем. Проблема повышения надежности и долговечности элементов сложных машин, подверженных усталостному разрушению от действия вибрационных нагрузок, продолжает оставаться актуальной как на стадии проектирования, так и на стадии доводки и эксплуатации изделий. Для решения этой проблемы необходимы, в частности, разработка и совершенствование методов моделирования напряженно-деформированного состояния элементов для обеспечения их усталостной прочности, а также неразрушающих методов диагностирования усталостного разрушения по параметрам деформированного состояния.

Тема диссертации связана с выполнением госбюджетной работы ГБ 06511 "Разработка моделей, учитывающих взаимосвязь механических колебаний и критериев усталостного разрушения образцов и изделий" (№ Госрегистрации УА01007418Р).

Целью работы является разработка и совершенствование методов моделирования вибронегруженных элементов сложных машин и диагностирования их усталостного разрушения для обеспечения повышения их надежности и долговечности.

Научная новизна работы состоит в следующем:

- с применением упрощающих методов, использующих симметрию механизмов и подобие составляющих их подузлов, разработаны и программно реализованы узкоспециализированные модели кинематики и динамики пространственных виброактивных узлов зерноуборочного комбайна, совершающих плоское рабочее движение;
- с использованием численной оптимизации получены уравновешенные конфигурации пятиколенчатого коленвала с минимизированными напряжениями, приемлемые с точки зрения технологичности;
- обоснован вывод о возможности снижения предела наименьшего

достижимого уровня уравновешенности, характеризующего каждую конкретную кинематическую схему, только путем рационального преобразования ее структуры;

- разработана узкоспециализированная программа, основанная на общем подходе МЭС и предназначенная для определения квазистатического напряженного состояния симметричных или имеющих подобные участки статически определяемых узлов, моделируемых простыми последовательно соединенными конечными элементами;

- разработана и апробирован способ упрощения конечноэлементной модели гнущего коленвала, позволяющий представить его в виде прямого вала большей эквивалентной длины;

- разработана математическая модель взаимодействия параметров деформированного состояния и процесса усталостного разрушения;

- в аналитическом виде получены помехоустойчивые диагностические критерии, основанные на соотношениях амплитуд и фаз гармоник форм асимметричных колебаний.

Достоверность научных результатов и выводов, полученных в работе, обеспечивается корректностью использования математического аппарата, подтверждается сопоставлением результатов расчетов с полученными на более простых моделях или другими методами, сравнением этих результатов с известными экспериментальными данными, а также с данными других исследователей.

Практическая ценность работы заключается в следующем:

- на динамических моделях с помощью численной оптимизации определены количественные характеристики мероприятий по уравновешиванию узлов зерноуборочных комбайнов;

- предложены оригинальная уравновешенная конструкция механизма решетных станков ветро-решетной очистки и уравновешенные конфигурации коленвалов соломотрясов;

- определены собственные частоты и формы колебаний, вибрационное и квазистатическое напряженно-деформированное состояние ведомого колена вала соломотряса зерноуборочного комбайна, разработаны мероприятия, позволяющие повысить его запас усталостной прочности;

- для лопаток первой ступени компрессора газотурбинного авиадвигателя получены зависимости, необходимые для уточненной оценки остаточного ресурса при диагностировании.

- результаты, составляющие научную новизну работы, могут быть использованы в различных отраслях промышленности, в частности - в авиадвигателестроении и сельскохозяйственном машиностроении, при снижении вибрационной нагруженности узлов путем их уравновешивания, при расчете напряженно-деформированного состояния для определения запаса усталостной прочности ответственных элементов, при диагностировании усталостного разрушения.

Отдельные результаты диссертационной работы внедрены на авиадвигателестроительных предприятиях (ПО "Мотор-Сич", завод им.Климова) и в хозяйствах Запорожской области.

Апробация работы. Диссертационная работа и ее отдельные положения докладывались и обсуждались на Всесоюзной конференции "Новые технологии и РТК при производстве авиационной техники" (г.Харьков, 1990г.), на Международной конференции "Probavlat'91" (г.Братислава, 1991г.), на Всесоюзной конференции по вибрационной технике (г.Батуми, 1991г.), на научно-технической конференции "Качество сборочных единиц машин" (г.Уфа, 1991г.), на научной конференции "Динамика конструкций при вибрационных и сейсмических нагрузках" (г.Севастополь, 1991г.), на Республиканской научно-технической конференции "Проблемы конструирования и технологии производства сельскохозяйственных машин" (г.Кировоград, 1991г.), на отчетной научно-технической конференции Запорожского машино-

строительного института (1991г.), на 5-й научно-технической конференции "Новые конструкционные стали и сплавы и методы их обработки для повышения надежности и долговечности изделий" (г.Запорожье, 1992г.), на международном симпозиуме "Шум и вибрация на транспорте" (г.Санкт-Петербург, 1992г.), на 24-м научном совещании по проблемам прочности двигателей (г.Москва, 1992г.), на семинаре кафедры Теоретической механики Киевского государственного университета, на межкафедральном семинаре по механике Запорожского машиностроительного института.

Публикации. По основным результатам выполненных исследований были опубликованы работы [1-15], получено положительное решение по заявке на изобретение [16].

Структура и объем работы. Структура работы определяется единичной идеей разработки специализированных моделей для последовательного описания и модернизации сложных технических объектов, подверженных усталостному разрушению.

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, изложенных на 133 страницах машинописного текста, содержит 16 таблиц, 36 рисунков, список литературы, включающий 146 наименований, 7 приложений. Общий объем работы 212 страниц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обоснована актуальность темы, дан краткий литературный обзор. Отмечен вклад в механику деформируемого твердого тела, теории колебаний, механику разрушения фундаментальных и прикладных работ С.А. Алферова, И.И. Артоболевского, А.Ш. Асатурына, В.Л. Бидермана, И.А. Биргера, В.В. Болотина, Г.И. Брызгалина, Ю.С. Воробьева, Т.Т. Гапшоева, М.Д. Генкина, В.П. Горячкина,

Э.И. Григолина, С.П. Демидова, Ф.М. Диментберга, В.С. Ивановой, В.Н. Карасана, В.А. Карасева, В.П. Когаева, Б.И. Крикова, Г.С. Маслова, Е.М. Морозова, В.В. Панасика, Я.Г. Пановко, Г.С. Писаренко, В.Н. Потуряева, А.Б. Ройтмана, В.Т. Трощенко, К.В. Фролова, Н.Г. Шульженко и других ученых, а также таких зарубежных авторов, как J.G. Argiris, J.F. Baldwin, K. Brebbia, W.G. Davies, J.P. Den Hartog, B. Grabowski, S.G. Hutton, J.L. Junkins, J.W. Mayes, L.R. Nilsson, R. Peterson, S. Rajaram, L. Segerlind, M. Siratori, S.P. Timoshenko, O.C. Zienkiewicz и другие.

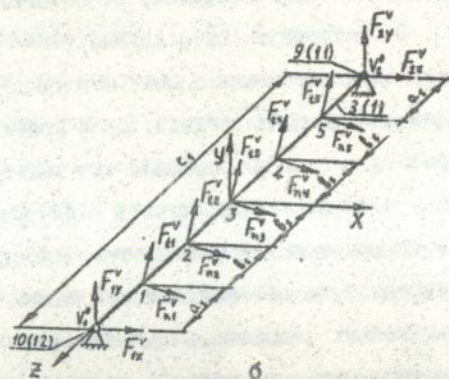
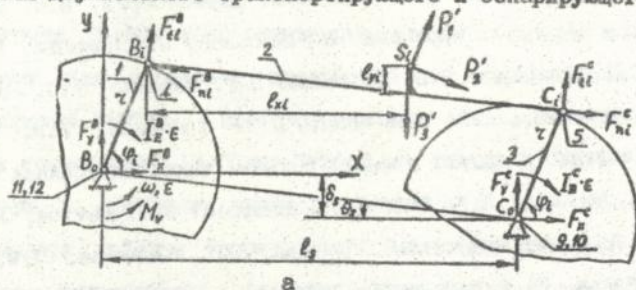
На основании анализа литературных источников сформулированы цель и конкретные задачи исследования. Дана краткая характеристика содержания работы, отражены выносимые на зышту положения.

Первая глава посвящена разработке и совершенствованию методов снижения вибрационной нагруженности машин, приводящей к возникновению усталостных поломок. Исследовались три конкретных класса пространственных механизмов со сложными кинематическими схемами, совершающих плоское рабочее движение — сепарирующие, подпрессовывающие, двухвальные транспортирующие и сепарирующие — на характерных примерах узлов зерноуборочных комбайнов.

Для ветро-решетной очистки, соломоубивателя и соломотряса комбайнов семейства "Дон" были разработаны и программно реализованы специализированные модели кинематики и динамики. В качестве примера на рис.1 показана схема модели динамики двухвального транспортирующего и сепарирующего механизма, в общем случае имеющего к параллельных рабочих органов, шарнирно установленных на двух коленвалах. Такая система оказывается к-1 раз статически неопределимой. Для раскрытия статической неопределимости в соответствующей модели, разработанной в матричной форме, учитывается способ крепления опор рабочих органов к коленвалам.

Исследование созданных моделей для стационарных режимов ра-

Схема модели двухвального транспортирующего и сепарирующего узла



а - схема рабочего органа;
б - схема пятиколенного коленавала.

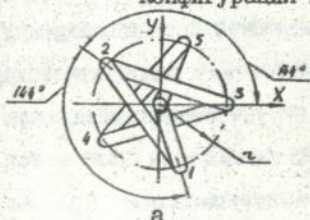
Рис.1

Клавиша соломотряса



Рис.2

Конфигурация коленчатого вала соломотряса



а - схема углов закрутки; б - проекции схемы колен.

Рис.3

боты показало неуравновешенность этих узлов.

Применение при моделировании узлов различных методов, использующих симметрию механизмов и подобие составляющих их подузлов, позволило упростить создание и увеличить быстродействие программного обеспечения. В результате стало возможным его использование в качестве подпрограмм при определении количественных параметров мероприятий по уравновешиванию, осуществляемому для ветро-решетной очистки и соломонабивателя путем численной оптимизации. В качестве варьируемых параметров использовались геометрические и инерционные характеристики противовесов и добавочных грузов, жесткости пружин демпферов. В качестве целевых функций использовались линейные комбинации переменных составляющих сил и моментов сил инерции, реакций опор.

Разработанные мероприятия не позволили добиться полной уравновешенности узлов. Было выявлено, что для снижения достигнутого путем оптимизации количественных характеристик наименьшего уровня уравновешенности необходимо преобразование кинематических связей механизма. Созданные при этом оригинальные уравновешенные конструкции в настоящее время патентуются.

Этот вывод был апробирован при уравновешивании пятиклавишного соломотряса комбайна "Дон-1500", одна из клавиш которого схематично представлена на рис.2. Конфигурация, определяемая углами закрутки колен, и проекции вала показаны на рис.3. Уравновешенные конфигурации коленвалов, некоторые из которых сведены в таблицу 1, могут быть получены варьированием по различным схемам двух углов закрутки α и β (варианты 1 и 2). Однако при этом относительные напряжения в опасном сечении $\sigma_{\text{н}}$ имеют большие достигнутого минимума значения.

Для минимизации этих напряжений вводятся еще два варьируемых параметра λ_1 и λ_2 . Они отражают соотношение действующих на клави-

Таблица 1

Уравновешенные конфигурации коленвалов и их характеристики

№ варианта	Конфигурация вала	Схема	$b_m > 1$	Возможная реализация		Реализуемость:
		α		$m_{1,5}$	$\tau_{1,5}$	
		β	$\eta_1 > 1$			
		λ_1		$\eta_2 > 1$	m_3	
1		A	1,39			1,00
		67,21°				
		27,45°	1,00	1,00	1,00	
		1,00	1,00	1,00	1,00	
2		B	1,23	1,00	1,00	+
		104,48°				
		75,52°	1,00	1,00	1,00	
		1,00	1,00	1,00	1,00	
3		A	1,00	0,92	1,00	±
		180,00°				
		180,00°	1,20	1,18	1,18	
		1,00	1,00	0,92	1,00	
4		B	1,00	0,92	1,00	+
		127,76°				
		104,48°	1,09	1,00	1,13	
		1,00	1,22	0,92	1,00	

ши сил инерции и определяются произведениями относительных масс m_i и радиусов колен валов r_i клавиш 1, 5 и 2, 4 соответственно. Дополнительно вводятся целевые функции η_1 и η_2 , отражающие средний и максимальный разброс значений параметров λ_1 и λ_2 , определяющий технологичность валов при изготовлении и эксплуатации. Путем проведения численной оптимизации были получены полностью уравновешенные конфигурации коленвалов с минимизированными напряжениями от действия сил инерции и хорошими технологическими характеристиками. Две таких конфигурации в качестве примера также приведены в таблице 1 (варианты 3 и 4). Последняя из них имеет преимущество при практической реализации (знак "+" в графе "реализуемость" таблицы 1 обозначает отсутствие обстоятельств, препятствующих применению варианта; знак "-" - наличие факторов, затрудняющих использование варианта).

При проверочном моделировании с различными упрощающими допущениями было выявлено, что массы клавиш могут быть разнесены по соответствующим коленам валов пропорционально координатам центров масс.

Вторая глава посвящена совершенствованию методологии применения метода конечных элементов (МКЭ) при моделировании напряженно-деформированного состояния (НДС) ответственных элементов на примере подверженных усталостному разрушению пространственных гнутых коленвалов пятиклавишного соломотраса.

Разработана программа, реализующая узкоспециализированный подход МКЭ и предназначенная для определения квазистатического напряженного состояния симметричных или имеющих подобные участки узлов, моделируемых последовательно соединенными конечными элементами. Исследовано квазистатическое напряженное состояние коленвалов соломотраса. Разработаны мероприятия по их модернизации, обеспечивающие при использовании уравновешенных конфигураций по-

вышение запаса усталостной прочности за счет изменения геометрических параметров узла и снижения концентрации напряжений. В качестве примера на рис. 4 показано распределение переменной составляющей квазистатических напряжений по длине вала (λ_y - относительная длина; зависимости 1, 2 - ведомый вал, 3, 4 - ведущий; зависимости 1, 3 - серийный вариант узла, 2, 4 - частично модернизированный путем изменения геометрических параметров).

Установлено, что сделанный в первой главе вывод о возможности разнесения масс клавиш по коленам валов справедлив при оп. эдлени НДС. С помощью метода Релея оценены первые собственные частоты колебаний коленвалов с учетом и без учета технологической нагрузки.

С помощью стандартной универсальной программной реализации МКЭ исследовано вибрационное НДС наиболее нагруженного ведомого коленвала, определены собственные частоты и формы его колебаний. При этом возбуждающая нагрузка задавалась в виде перемещений опор. Расчеты выполнялись для серийного и модернизированного вариантов коленвала. Собственные частоты определялись прокачкой частоты, осуществлявшейся после установления колебаний НДС определялось при действии характерного спектра перемещений опор, задававшегося по существующим экспериментальным данным; с учетом вращения вала. Распределение вибрационного НДС по длине вала имеет характер, аналогичный распределению квазистатических напряжений.

Для экономии вычислительных ресурсов за счет сокращения длины ленты был разработан и апробирован способ упрощения конечно-элементной модели коленвала. Пространственный коленвал заменялся прямой большей эквивалентной длиной. При этом наклонные стержневые конечные элементы заменялись параллельными оси вращения вала из условия эквивалентности деформаций в направлениях, перпендикулярных этой оси. Их длины l_{ei} определялась по формуле:

Распределение амплитуд напряжений по длине коленвала

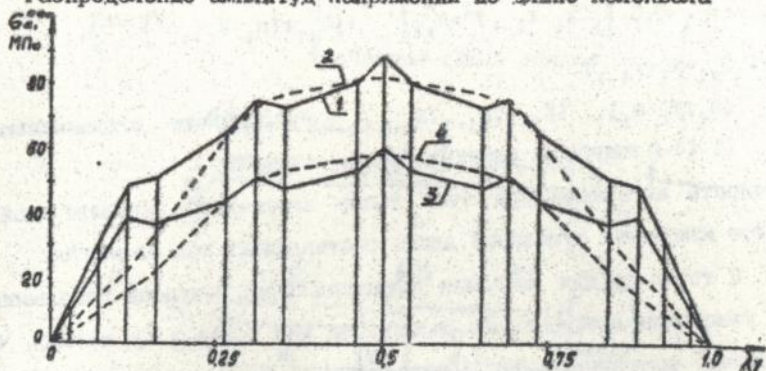


Рис. 4

Дифференциальные и интегральные кривые роста усталостной трещины

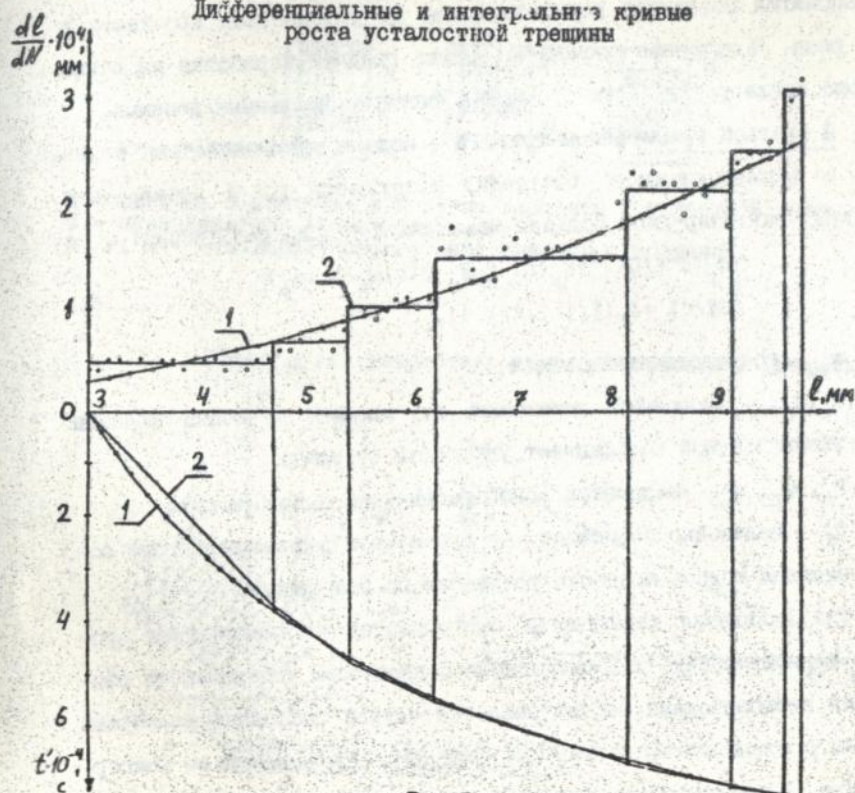


Рис. 5

$$\rho_{\sigma i} = 0,5 \cdot \left[\left((x_i - x_{i-1})^2 + \delta_{y i}^2 \right)^{1/2} + \left(\delta_{y i}^2 + (z_i - z_{i-1})^2 \right)^{1/2} \right]. \quad (1)$$

где: $\delta_{y i} = y_i - y_{i-1}$;

$(x_i; y_i; z_i)$, $(x_{i-1}; y_{i-1}; z_{i-1})$ - координаты ограничивающих $(i-1)$ -й конечный элемент узлов.

Плотность материала при этом также заменялась эквивалентной с учетом изменения суммарной длины составляющих вал элементов.

С точки зрения экономии вычислительных ресурсов использование узкоспециализированных реализации МКЭ более рационально, чем упрощение конечноэлементных моделей.

Установлено, что примененные для модернизации коленвалов мероприятия позволяют повысить запас их усталостной прочности в 1,3 раза. Полученная расчетная оценка средней наработки на отказ хорошо согласуется с существующими экспериментальными данными.

В третьей главе рассматривается модель взаимодействия параметра в деформированного состояния и процесса роста усталостной трещины, синтезирующая подходы механики и теории разрушения:

$$\begin{cases} m_p \cdot d^2 \xi / dt'^2 + k_p(\xi) \cdot \xi = P_p \cdot \sin(\omega_p \cdot t' + \varphi_p) \\ d\xi / dt' = f_\xi(\xi(t'), \xi(t')), \end{cases} \quad (2)$$

где: m_p - сосредоточенная масса;

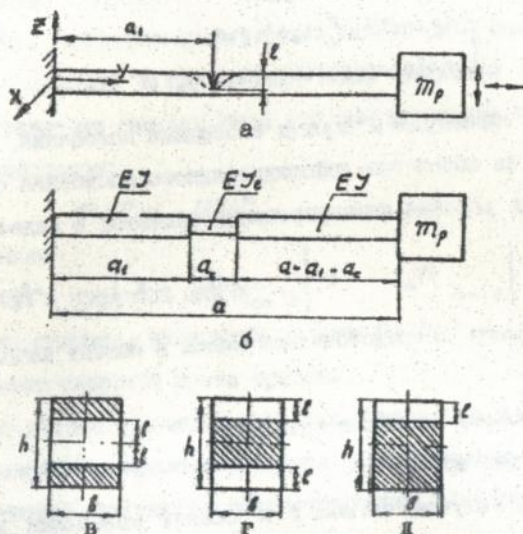
$k_p(\xi)$ - нелинейно зависящий от текущей величины трещины эквивалентный коэффициент упругости стержня;

P_p , ω_p , φ_p - параметры моногармонического нагружения;

f_ξ - нелинейно зависящая от параметров деформированного состояния модель процесса усталостного разрушения.

Для выявления характерных особенностей взаимодействия процесса периодического деформирования с процессом усталостного разрушения первоначально рассматривается случай свободных колебаний системы с одной степенью свободы (рис.6а), принимаемой за консервативную. В раскрытом состоянии трещина ослабляет некоторый учас-

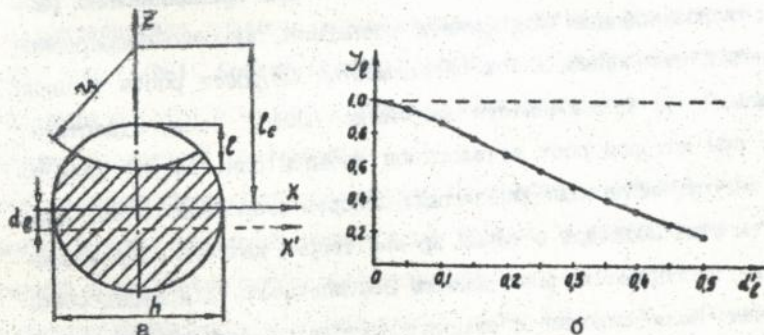
Расчетная схема модели



а - система с растущей в упругом элементе усталостной трещиной;
 б - эквивалентная расчетная схема;
 в, г, д, - некоторые конфигурации сечения с трещиной.

Рис.6

Схема и характеристики круглого сечения с трещиной



а - конфигурация круглого сечения с трещиной;
 б - безразмерный момент инерции.

Рис.7

ток упругого элемента, длину которого исходя из гипотезы Сен-Венана можно считать линейно пропорциональной длине se -ой трещины. При таком допущении модель сводится к расчетной схеме, показанной на рис.6б, и описывается системой:

$$\begin{cases} d^2\xi/dt'^2 + \omega_n^2(\ell, \xi) \cdot \xi = 0 \\ d\ell/dt' = f(A'(t') \tau'(t'), \ell(t')), \end{cases} \quad (3)$$

где A' , τ' - амплитуда и период свободных колебаний, принимаемые в дальнейшем за параметры деформированного состояния системы.

Начальные условия интегрирования задаются в виде:

$$\left. \frac{d\xi}{dt} \right|_{t'=0} = v_0; \quad \xi \Big|_{t'=0} = 0; \quad \ell \Big|_{t'=0} = \ell_0.$$

где: v_0 - скорость сосредоточенной массы в момент начала интегрирования;

ℓ_0 - начальная величина трещины;

t' - текущее время.

Рассматриваются случаи изгибных и осевых колебаний модели при росте трещины в сечении, перпендикулярном оси стержня.

В качестве второго уравнения систем (2), (3) могут быть использованы различные модели усталостного разрушения, в частности - справедливые для линейного участка кинетической диаграммы. Среди встречающихся подходов можно выделить три принципиально различных: использование непрерывной степенной, кусочно-непрерывной степенной и экспоненциальной зависимостей скорости роста трещины от коэффициента интенсивности напряжений (КИН). Также существует подход, при котором рост усталостной трещины описывается зависим от свойств материала дискретным набором скоростей роста. Пригодность этих подходов с точки зрения теории качеств была исследована на экспериментальных данных В.С.Ивановой, А.А.Шаняевского. Эти данные были описаны с помощью метода наименьших квадратов

(МНК) зависимость каждого из четырех типов (графики 1 на рис.5 - степенная зависимость, графики 2 - дискретный набор скоростей). Сравнение остаточных среднеквадратических отклонений показало, что качественного различия в применении этих подходов нет. В качестве второго уравнения системы было выбрано уравнение Париса, как наиболее универсальное:

$$d\ell/dN = c_N \cdot (\Delta K)^n, \quad (4)$$

где: N - число циклов;

ΔK - размах КИН в пределах цикла;

n - показатель степени, зависящий от материала;

c_N - коэффициент скорости роста трещины.

Система (3) с учетом уравнения (4) была приведена к безразмерному виду и численно проинтегрирована для исходных данных лопаток первых ступеней компрессора в газотурбинных авиадвигателях (изделия ТВЗ-117, АИ-20, ПО "Мотор-Сич"). Геометрические характеристики ослабленного сечения определялись при этом для случаев конфигурации трещины, показанных на рисунках 6а, 6б, 6д. Также было получено решение для ведомого коленвала соломотраса, спрямленного с использованием зависимости (1). В этом случае геометрические характеристики сечения определялись по схеме, показанной на рис.7а, при $\ell_0/h=1$. Соответствующий этому случаю безразмерный момент инерции сечения в качестве примера показан на рис.7б. Проведен анализ полученных результатов.

Использование разработанной модели позволяет увеличить эффективность диагностирования усталостной трещины и повысить точность оценки остаточного ресурса конструкций.

Четвертая глава посвящена диагностированию элементов сложных машин, подверженных усталостному разрушению, по параметрам их деформированного состояния. На основании анализа существующих способов диагностирования установлено, что наиболее перспективным

для использования при реализации полученных в третьей главе результатов является гармонический анализ временных форм асимметричных колебаний. Асимметрия колебаний, возникающая из-за "длинны" трещины, может быть описана зависимостью:

$$\begin{cases} \xi' = -\xi'_0 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot t' / \tau'_0); & \xi' < 0 \\ \xi' = \xi'_1 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot (t' - \tau'_0/2) / \tau'_1); & \xi' > 0, \end{cases} \quad (5)$$

где: τ'_0 , ξ'_0 - период и амплитуда колебаний системы при закрытой трещине;

τ'_1 , ξ'_1 - период и амплитуда колебаний системы при раскрытой трещине;

После приведения к безразмерному виду для функции (5) и ее производных были получены в аналитическом виде коэффициенты взложения в ряд Фурье. На их основе с помощью МК были построены обобщающие диагностические критерии, основанные на соотношениях амплитуд и фаз гармоник, за счет эффекта осреднения устойчивые к шуму и помехам. Было выявлено, что для диагностирования предпочтительно использовать сигнал виброускорений, содержащий большее количество значимых гармоник из-за медленной сходимости ряда.

В заключении приведены основные результаты диссертационной работы, которые состоят в следующем.

1. Разработаны, программно реализованы и исследованы динамические модели пространственных виброактивных узлов со сложными нематематическими схемами, совершающих плоское рабочее движение, на примерах конкретных конструкций, подверженных усталостному разрушению. При этом применены упрощающие методы, использующие симметрию узлов и подобие составляющих их подузлов.

Создана подпрограмма однопараметрической оптимизации, основанная на разновидности алгоритма случайного поиска. Путем численной оптимизации, выполненной на этих моделях, для критериев

различной структуры определены количественные параметры мероприятий по уравниванию узлов. В частности, исследована взаимосвязь уравниваемости, квазистатического НДС и технологичности пространственных пятиколенчатых коленвалов двухвальных транспортирующих и сепарирующих механизмов. Разработаны оригинальные уравнивочные кинематические схемы, часть которых в настоящее время патентуется.

Установлено, что, как правило, количественный подбор инерционных и геометрических характеристик элементов дает больший эффект уравнивания узла при частичном изменении его схемы (например, за счет введения противовесов, частичного изменения кинематических связей). Наименьший достижимый уровень уравниваемости, характеризующий каждую конкретную кинематическую схему, может быть снижен путем ее рационального качественного преобразования.

2. Разработана программа, реализующая узкоспециализированный подход МКЭ и предназначенная для определения квазистатического напряженного состояния симметричных или имеющих подобные участки статически определяемых узлов, моделируемых последовательно соединенными конечными элементами. В качестве примера исследовано квазистатическое напряженное состояние пятиколенчатого пространственного гнutoго коленвала конкретного технического объекта.

С помощью стандартной универсальной программной реализации МКЭ исследовано вибрационное напряженно-деформированное состояние того же коленвала, определены собственные частоты и формы его колебаний. Разработан и апробирован способ упрощения конечно-элементной модели коленвала, позволяющий представить его в виде прямого вала большей эквивалентной длины. Проведен анализ причин усталостных поломок коленвала. Разработаны мероприятия по его модернизации, исследовано их влияние на напряженное состояние и на запас усталостной прочности.

Установлено, что при всестороннем исследовании узла с точки зрения экономии вычислительных ресурсов и затрачиваемого времени предпочтительно разрабатывать и применять упрощенные конечноеlementные модели; использование узкоспециализированных реализаций МКЭ вместо универсальных имеет преимущество перед упрощением модели, наиболее рационально соотношение этих мер.

3. Разработана модель, учитывающая взаимодействие параметров деформированного состояния и роста трещины при динамическом нагружении элементов сложных машин, подверженных усталостному разрушению. Исследована применимость для использования в ней различных уравнений роста усталостной трещины. Обоснована схема интегрирования свободных колебаний безразмерной модели при использовании в ней уравнения Параса. Показано, что эта модель дает возможность более точного определения критериев, основанных на параметрах механических колебаний, для осуществления неразрушающего диагностирования, а также уточнения оценки остаточного ресурса исследуемого объекта.

Получены и исследованы решения модели для системы с одной степенью свободы на примере конкретных лопаток газотурбинных авиадвигателей и для сложного технического объекта на примере конечноеlementной аппроксимации пятиколенчатого коленвала.

4. Рассмотрены возможные способы диагностирования усталостной трещины по деформированному состоянию элементов сложных машин. Получены в аналитическом виде коэффициенты разложения в ряд Фурье форм асимметричных колебаний для виброперемещений, виброскоростей и виброускорений. На их основе построены критерии, позволяющие с повышенной точностью определять необходимый для осуществления диагностирования безразмерный период колебаний.

Показано, что для осуществления диагностирования предпочтительно использовать виброускорения. Разработаны обобщенные крите-

рии, основанные на сопоставлении амплитуд гармоник теоретического и экспериментального рядов и на определении коэффициента линейной регрессии фаз гармоник, которые за счет эффекта осреднения позволяют осуществлять устойчивое к шумам и помехам диагностирование.

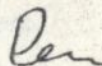
В приложениях содержится документация об использовании результатов работы, приведены тексты программ.

Основное содержание работы отражено в следующих публикациях:

1. Москаленко Т.А., Голубничий В.В., Ступа И.В., Рягин С.Л. Виброисследования селекционных зерноуборочных комбайнов зарубежного производства // Повышение технического уровня, надежности и долговечности машин: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. 17-18 апреля 1990г. - Минск, 1990. - С. 28.
2. Москаленко Т.А., Пасичный О.Ф., Рягин С.Л. Ударное демпфирование ответственных узлов и трубопроводов зерноуборочных комбайнов // Прочность и колебания конструкций при вибрационных и сейсмических нагрузках: Материалы науч. конф. - Запорожье, 1993. - С. 38.
3. Павлов А.А., Аблякимова Э.Я., Рягин С.Л. Вибрационный контроль состояния машинного оборудования // Качество оборочных единиц машин: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. 4-7 июня 1991г. - Уфа, 1991. - С. 18-19.
4. Ройтман А.Б., Рягин С.Л. Вибродиагностирование упругих конструкций, расположенных на больших расстояниях // Живучесть и реконфигурация информационно-вычислительных и управляющих систем: Тез. докл. Третьей всесоюз. науч.-техн. конф. - Москва, 1991. - С. 163.
5. Ройтман А.Б., Рягин С.Л. Механические колебания пространственных коленавалов при росте в них усталостной трещины // Прочность и колебания конструкций при вибрационных и сейсмических нагрузках: Материалы науч. конф. - Запорожье, 1993. - С. 17.

- Ройтман А.Б., Рягин С.Л. Моделирование колебаний элементов двигателя с растущей усталостной трещиной // Тез. докл. 24-го научного совещания по проблемам прочности двигателей 26-30 апреля 1992г. - Москва, 1992. - С. 34-35.
- Ройтман А.Б., Рягин С.Л. Снижение низкочастотной виброактивности узлов комбайна "Дон-1500" // Тез. докл. Всесоюзн. конф. по вибрационной технике, октябрь 1991г. - Батуми-Тбилиси, 1991. - С. 30.
- Ройтман А.Б., Рягин С.Л., Шамровский А.Д. Уравновешивание виброактивных узлов зерноуборочных комбайнов // Прочность и колебания конструкций при вибрационных и сейсмических нагрузках: Материалы науч. конф. - Запорожье, 1993. - С. 43.
- Ройтман А.Б., Рягин С.Л., Шамровский А.Д. Уравновешивание многоколенчатых двухвальных сепарирующих механизмов // Проблемы машиностроения и надежности машин. - 1992. - №6. - С. 25-31.
- Ройтман А.Б., Шамровский А.Д., Рягин С.Л. Выбор рациональных элементов конструкции виброактивных узлов зерноуборочных комбайнов // Проблемы конструирования и технологии производства сельскохозяйственных машин: Тез. докл. Республиканской науч.-техн. конф. 14-16 октября 1991г. - Кировоград, 1991. - С. 53.
- Рягин С.Л. Моделирование техпроцессов передвижных роботов // Новые технологии и робототехнические комплексы при производстве авиационной техники: Тез. докл. Всесоюзн. конф. 3-5 июля 1990г. - Харьков, 1990. - С. 176-178.
- Рягин С.Л. Применимость модели роста усталостной трещины для оценки остаточного ресурса деталей // Новые конструкционные стали и сплавы и методы их обработки для повышения надежности и долговечности изделий: Тез. докл. 5-й науч.-техн. конф. 23-25 сентября 1992г. - Запорожье, 1992. - С. 53-59.
- Шамровский А.Д., Рягин С.Л. Вопросы балансировки соломотряса

- комбайна "Дон-1500" // Технологические проблемы прочности несущих конструкций: Труды 1-й всесоюз. конф. 24-26 сентября 1991г.: В 2-х т. - Запорожье, 1991. - Т.2, Ч.2. - С. 375-379.
14. Roytman A.B., Ryagin S.L. Influence of Increase of Fatigue Cracks on Vibration Characteristics of Elastic Structure // Abstracts of Lectures of the International Symposium "Transport Noise and Vibration" at Russia on October 6-8, 1992. - St.Petersburg, 1992. - P. 184.
15. Roytman A.B., Ryagin S.L., Gasanenko V.A. Estimating the Moment of Appearance of Cracks in Metal Product // Abstracts of Lectures of the International Conference on Probability and Mathematical Statistics "Probastat'91" at Czechoslovakia on August 26-30, 1991. - Bratislava, 1991.- P. 90.
16. Положительное решение от 03.04.92 о выдаче патента по заявке Ройтмана А.Б., Шамровского А.Д., Рыгина С.Л., Москаленко Т.А. "Механизм рывковых станов" №5003818/15 от 02.08.91.



Подписано в печать 18.06.93

Формат 60x84 1/16

Объем 1 печ. л.

Оффсетная печать.

Заказ № 1653

Тираж 100 экз.

Отпечатано на "Ромашоре" ЗЦНТИ
330002, г.Запорожье,
пр.Ленина, 77.

466010

ABR. 304

AB 27.801

[Faint, illegible text, likely bleed-through from the reverse side of the page]