

М 85507

мурз Валерий

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им.Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

Попович Валерий Степанович

УДК 621.438.638.4.001.2

РАЗРАБОТКА И ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТНО-
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО АНАЛИЗА КОМПЛЕКСНОГО
ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО
СОСТОЯНИЯ СОПРЯЖЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

05.04.02 - тепловые двигатели

01.02.06 - динамика, прочность машин,
приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва 1991

Работа выполнена в Алтайском политехническом институте
им. И. И. Ползунова

Официальные оппоненты:

Чайнов Н. Д.

доктор технических наук,
профессор

Григорьев Е. А.

доктор технических наук,
профессор

Салтыков М. А.

доктор технических наук,
с. н. с.

Ведущее предприятие - Барнаульский ордена Ленина и ордена
Трудового Красного Знамени завод
транспортного машиностроения

Защита состоится "18" марта 19 92 г. на заседа-
нии специализированного ученого совета Д053.15.10 "Тепловые и
гидравлические машины" Московского ордена Ленина, ордена Ок-
тябрьской революции и ордена Трудового Красного Знамени госу-
дарственного технического университета им. Н. Э. Баумана по адресу:
107005, Москва

"Энергомашин

С дисс

им. Н. Э. Баумана

Автореф

Вам ота

чать учред

2-я Бауманск

специализиро

Ученый

специа

кандид

M 85507

НА ДСМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Актуальность проблемы. В области технических наук все большее внимание уделяется развитию теории математического моделирования и повышению эффективности его использования в прикладных целях. Интенсивно ведутся работы по применению вычислительной техники в инженерно-конструкторской деятельности с целью ускорения научных исследований и разработок по созданию новых машин.

Необходимость резкого повышения производительности труда на стадии проектирования и сокращения сроков разработки новых машин может быть достигнута путем развития и совершенствования комплексных методов исследования.

Повышение качества разрабатываемых конструкций двигателей, снижение их металлоемкости требуют комплексного оптимизационного подхода к анализу напряженно-деформированного состояния основных деталей двигателей.

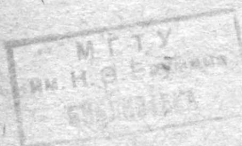
1785304
Выполненные разработки по теме диссертации направлены на создание системного комплексного оптимизационного подхода к обоснованному выбору конструктивных параметров на основании критериев НДС деталей двигателя, обеспечивающих прогнозирование необходимого уровня надежности и долговечности.

Актуальность постановки и разработки темы диссертации определяется необходимостью совершенствования выпускаемых конструкций двигателей, достоверной оценки НДС деталей с учетом реального характера эксплуатации двигателя, позволяющей прогнозировать нормированный уровень надежности и долговечности.

Целью работы являлась разработка научных основ системного комплексного оптимизационного подхода к обоснованному выбору конструктивных параметров на основании критериев НДС сопряженных деталей двигателей и обеспечивающих прогнозированный уровень надежности и долговечности.

Поставленная в работе цель решена на основе следующих выполненных задач:

- разработки системного комплексного подхода к анализу НДС с учетом реального характера спектра нагрузок, действующих на сопряженные детали анализируемого объекта двигателя;



- формирования математических моделей НДС сопряженных деталей с учетом их функциональных особенностей;
- построение моделей на основе развития дискретно-аналитического подхода анализа НДС с уточнением особенностей граничных условий, выбора схем нагружения;
- разработки методики оптимизационного подхода обоснованного выбора конструктивных параметров сопряженных деталей;
- разработки научных основ прогнозирования необходимого уровня надежности и долговечности с учетом реальных законов распределения критериев НДС;
- создания программно-методического обеспечения комплекса оптимизационного подхода к выбору конструктивных параметров сопряженных деталей проектируемого объекта двигателя;
- оценки на основе вероятностно-статистических характеристик реальной картины и определения законов распределения критериев НДС;
- развитие и совершенствование экспериментальных методов исследования напряженно-деформированного состояния и вероятностно-статистических методов обработки результатов.

Методы исследования и достоверность результатов. В работе использовались расчетно-аналитические методы и экспериментальные методы. Основными объектами исследования являлись дизели типового ряда 6ЧН 13/14, 4ЧН 13/14. Разработан и использован программно-методический комплекс, ориентированный на вычислительную технику ЕС 1060, ЕС 1035, СМ 1420 и персональные компьютеры типа IBM.

Достоверность результатов оценивалась путем сравнения с результатами экспериментальных исследований НДС в статических условиях и на работающих двигателях. Использовалась современная измерительная аппаратура с последующим контролем погрешностей.

Научная новизна работы включает

- разработку системного комплексного подхода к анализу НДС сопряженных деталей механизмов, систем и узлов двигателей, включающего теоретический анализ НДС численными методами, вероятностно-статистические методы расчета, оптимальный (рациональный) подход к выбору конструктивных параметров, экспериментальные методы исследования НДС с целью получения достоверных критериев

НДС, используемых для прогнозирования надежности и долговечности ДВС (оценки или проверки на этапе проектирования);

- развитие методов вероятностно-статистического подхода к анализу НДС отдельных деталей для получения законов реального характера нагруженности в зависимости от режимов работы двигателя;

- оптимизационный подход к выбору конструктивных параметров основных деталей двигателя при их сопряжении и взаимодействии;

- методику прогнозирования надежности и долговечности на основе реального закона распределения действующих нагрузок;

- развиты алгоритмы машиноориентируемых анализов НДС и разработано программно-методическое обеспечение комплекса;

- методы экспериментальных исследований НДС в статических условиях и на работающем двигателе;

- определены на основе теоретических и экспериментальных исследований рациональные пути улучшения конструкций отдельных основных деталей ДВС и определены практические пути их реализации.

Практическая ценность работы состоит в реализации основных научных результатов, исследование которых позволяет значительно сократить продолжительность цикла выпуска новых конструкций двигателей внутреннего сгорания начиная от проектирования и до серийного выпуска. Разработанный комплекс обоснованного анализа НДС с оптимизационным подходом к выбору конструктивных параметров сопряженных деталей объектов ДВС позволяет прогнозировать заданные показатели надежности при возрастающих ресурсах работы двигателя.

Использование методики комплексного исследования дает возможность определить конструктивные мероприятия повышения надежности и долговечности двигателя. В сочетании с обширным экспериментальным материалом, полученным при тензометрировании сопряженных деталей коренного опорного узда дизелей размерности 13/14, теоретические исследования НДС позволили систематизировать основные направления по совершенствованию конструктивной проработки отдельных узлов двигателя.

Практическая значимость работы определяется также разработанными и предложенными методиками, реализованным и опробован-

ным программно-методическим обеспечением для ЭВМ серии ЕС, СМ и персональных компьютеров.

Реализация результатов работы. Результаты, полученные в процессе работы над тематикой диссертации, использованы в учебных методических разработках, пакеты прикладных программ включены в библиотеку вычислительного центра АлтПИ. Результаты диссертационной работы в виде технических отчетов по отдельным конкретным экспериментальным исследованиям НДС таких деталей, как коленчатые валы, крышки коренного подшипника, блок-картеры, программное обеспечение комплекса переданы и внедрены на ПО "Алтайский моторный завод", на заводе транспортного машиностроения (г.Варнаул). Программно-методическое обеспечение расчета на прочность коленчатых валов ДВС по неразрезной схеме было включено в систему "Прочность" отраслевой САПР "Дизель" (НИКИД г.Владимира).

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы по мере ее выполнения докладывались и обсуждались на всесоюзных, межотраслевых и межвузовских научно-технических конференциях и семинарах: "Пути повышения мощности, надежности и долговечности двигателей внутреннего сгорания" (г.Москва, МВТУ им.Н.Э.Баумана, 1973 г.); "Жесткость машиностроительных конструкций" (г.Брянск, БИТМ, 1976 г.); "Оптимизация технических систем" (г.Новосибирск, НЭТИ, 1976 г.); "Проблемы автоматизации разработки двигателей" (г.Коломна, ПО "Коломенский завод", 1978 г.); "Динамика, прочность и надежность ДВС" (г.Ленинград, ЦНИДИ, 1978 г.); "Оптимизация технических систем" (г.Винница, ВПИ, 1979 г.); "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых систем и топлив" (г.Москва, МВТУ им.Н.Э.Баумана, 1980 г.); "Проблемы оптимизации в машиностроении" (г.Харьков, ХПИ, 1982 г.); "Современные проблемы кинематики и динамики ДВС" (г.Волгоград, ВПИ, 1984 г.); "Проблемы форсирования и надежности тракторных и комбайновых двигателей" (г.Владимир, НИКИД, 1985 г.); "Динамика и прочность автомобиля" (г.Москва, НАМИ, 1986 г.); "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и на новых топливах" (г.Москва, МВТУ им.Н.Э.Баумана, 1987 г.); "Актуальные проблемы двигателестроения" (г.Владимир,

НИКТИД, 1987 г.); на постоянно действующем семинаре конструкторской секции НТО Машпром и АлтПИ "Повышение топливной экономичности и надежности дизелей" (г.Барнаул, 1980 ... 1991 г.г.).

Публикации. Основные положения и содержание диссертации отражено в 51 работе, из них 2 монографии и 22 отчёта по научно-исследовательской тематике.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Диссертационная работа состоит из введения, шести глав, общих выводов, библиографии и приложения. Она содержит 256 с. основного текста и 69 рисунков. Список литературы включает 240 наименований.

Во введении обосновывается актуальность темы диссертации, ее научная новизна, поиск основных направлений совершенствования методов анализа НДС сложных объектов двигателей, требующих комплексного оптимизационного подхода. Отмечаются возможности математического моделирования, необходимость учета реального характера действующего спектра нагрузок на детали ДВС, позволяющие прогнозировать надежность и долговечность двигателя в условиях эксплуатации.

В первой главе на основе публикаций в отечественной и зарубежной литературе анализируются тенденции развития и совершенствования численных методов анализа напряженно-деформированного состояния основных деталей двигателей внутреннего сгорания.

В условиях успешного внедрения ЭВМ в практику прочностных расчетов идет постепенная замена устаревших и ненадежных расчетных схем более совершенными. По опубликованным в технической литературе источникам анализируется развитие численных методов на основе использования МКЭ. На примере особенностей конструкции сопряженных деталей коренного опорного уала, рассмотрены используемые математические модели.

Несовершенство используемых методов проявляется в связи с возрастающими требованиями обеспечения оптимальных конструктивных решений, определяемыми тенденциями снижения металлоемкости конструкций, использования новых материалов и технологических

процессов, а также дальнейшим форсированием двигателей. Это несовершенство проявляется еще в большей степени по мере развития и внедрения вычислительной техники, создания систем автоматизированного проектирования.

Развитие методов анализа НДС направлено на уточнение аналитического описания функционального состояния и геометрии конструктивных форм деталей ДВС. Последующие разработки анализа НДС связаны с использованием дискретно-аналитических моделей и методов. Переход от исходной конструктивной формы упругого контура детали к эквивалентной путем разбивки несущего контура на отдельные участки с последующей их заменой пластинами, стержнями.

Определенное направление в развитии анализа НДС деталей связано с разработкой конечно-разностных численных методов. Наиболее успешно для анализа НДС сложных деталей используется МКЭ. Основополагающие работы С.П.Тимошенко, А.И.Лурье, О.Зенкевича, Е.Хелингера, Е.Рейсснера, С.Г.Михлина, А.И.Виргера и других ученых составили тот фундамент, на котором были разработаны и исследованы различные формы вариационных принципов теории упругости.

Анализ выполненных теоретических исследований НДС с использованием МКЭ корпусных деталей двигателей позволяет отметить, что имеет место два подхода к построению расчетных моделей. Один из них основывается на выделении несущих элементов и их расчет. Аппроксимация конечно-элементной модели выполняется прямолинейными стержнями, прямоугольными или треугольными конечными элементами, системой сопряженных тонкостенных оболочек. Другой подход заключается в том, что учитывается вся конструкция с учетом реальных опорных граничных условий. В этом случае применяются кольцевые элементы для осесимметричных деталей и объемные элементы для трехмерных континуальных конструкций.

Выполненные расчетные исследования конструкций деталей ДВС с применением объемных конечных элементов позволяет учесть все особенности конструкций, более достоверно выбрать граничные и кинематические связи. Вместе с тем практическая реализация пространственной расчетной модели слишком трудоемка, требует значительного объема исходной и выходной информации и значительного машинного времени, обработка информации наиболее трудоемка. Поэтому большинство исследователей при оценке НДС сложных деталей

ограничиваются рассмотрением наиболее нагруженных элементов в рамках плоской задачи теории упругости.

Получил развитие для исследования НДС остовов двигателя метод суперэлементов, используя концепцию многоуровневой иерархии типовых подструктур.

Анализ публикаций по расчету многоопорных коленчатых валов показывает, что метод расчета по изразрезной схеме применяется еще редко, хотя он позволяет учесть ряд таких факторов, как соотношение податливостей сопряженных элементов, зазоры в подшипниках, манос деталей. Ограниченно применяется и МКЭ для анализа НДС валов.

Подшипники скольжения ДВС лимитируют работоспособность, долговечность и надежность сопряженных деталей коренного опорного узла. Одним из существенных факторов, влияющим на долговечность подшипника скольжения является несущая способность масляного слоя, которая зависит от таких гидродинамических параметров, как толщина слоя смазки, давление и вязкость.

Основы расчета подшипников в условиях жидкостного трения на основе гидродинамической теории смазки разработаны такими учеными как Н.П.Петров, О.Рейнольдс. Дальнейшее развитие основ расчета имеет место в работах Н.Е.Дружковского, С.А.Чаплыгина, А.Зоммерфельда, М.И.Яновского, Н.И.Дьяченко, С.Н.Куцаева, П.И.Орлова, Холмвиста и других.

Большое место в исследовании НДС деталей ДВС занимают экспериментальные методы, определяющие роль среди которых имеют методы статического и динамического тензотрирования. Определенное место отводится усталостным испытаниям натурных деталей.

Постепенно находят применение оптимальное проектирование в разработке конструкций ДВС, требующее развития математического моделирования и аппарата оптимизации.

Проектирование оптимальных конструкций объектов ДВС на основе критериев напряженно-деформированного состояния сопряжено с многозначностью и противоречивостью решений, требующих выбора рационального конструктивного варианта на основании определенных показателей - целевой функции.

Учет реального характера нагруженности при анализе НДС возможен при использовании вероятностно-статистических методов, что позволяет прогнозировать параметры надежности и долговечности.

Развитие вероятностно-статистических методов расчета на прочность связано с работами Н.С.Стрелецкого, Н.Р.Ржаницына, С.В.Серенсена, В.В.Болотина, В.Д.Когаева и других ученых.

Учитывая передовые тенденции, направленные на совершенствование конструкций ДВС, снижение их металлоемкости, основываясь на результатах всестороннего изучения рассматриваемой проблемы, была определена основная цель работы, направленная на разработку системного комплексного оптимизационного подхода к обоснованному выбору конструктивных параметров на основании критериев НДС сопряженных деталей объектов двигателя с обеспечением прогнозируемого необходимого уровня надежности и долговечности. Структурная схема комплексного исследования приведена на рис.1.

Во второй главе рассмотрены основы разработки и формирования математических моделей объектов сложных конструкций ДВС, описывающих функциональные особенности напряженно-деформированного состояния. Для сложных деталей двигателя, таких как блок-картер, головка цилиндров, крышка коренного подшипника, коленчатый вал, математическая модель НДС основывается на МКЭ и представляет совокупность расчетных схем, систем уравнений, граничных и кинематических условий. При дискретизации конструкций использовались изопараметрические конечные элементы, для предварительной разработки применялись квадратичные четырехугольники.

Математическая модель НДС коленчатых валов построена на основании метода расчета по неразрезной схеме статически неопределимой системы многоопорных коленчатых валов. Алгоритм расчета представлен в матричной форме.

В основу математической модели гидродинамического расчета подшипников скольжения ДВС положена оценка предельной несущей способности, определяемой минимальной толщиной масляного слоя и ограничением максимальной температуры смазки в зазоре подшипника.

Учет реального характера изменения напряжений (нагрузок) при анализе НДС определяется путем преобразования детерминированного (расчетного) или случайного экспериментального характера к одному из теоретических законов распределения. Соответствие эмпирического характера распределения выбранному теоретическому проверяется на основании χ^2 - критерия согласия Пирсона.

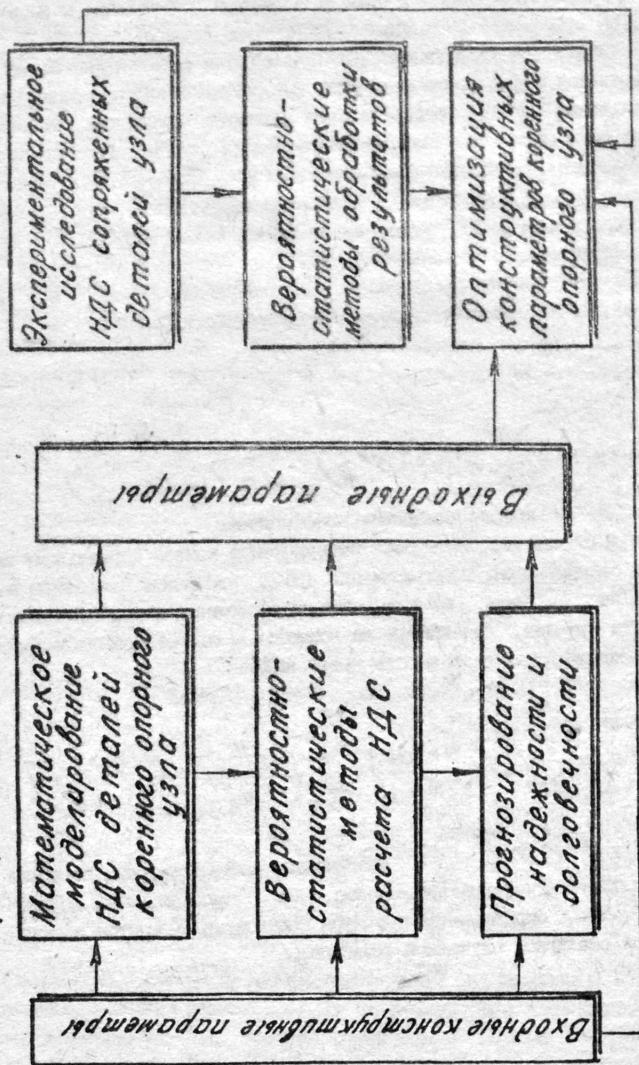


Рис.1. Структурная схема комплексного исследования напряженно-деформированного состояния коренного опорного узла двигателя

Для количественного оценивания реального характера изменения напряжений используются статистические моменты: начальные моменты первого и второго порядков - математическое ожидание m_0 , дисперсия и среднее квадратическое отклонение S_0 , коэффициент вариации, третий и четвертый центральные и нормированные моменты - асимметрия A_0 и эксцесс E_0 .

Изменение напряжений для большинства деталей двигателя определяется в зависимости от угла поворота коленчатого вала, эмпирическая кривая распределения частоты появления различных уровней напряжений определяется расчетным путем. Аппроксимация (приближение) функций определенному закону заключается в подборе аналитической зависимости, отражающей существенные черты статистического материала. Сглаживание эмпирических зависимостей производится методом наименьших квадратов (принцип Лежандра). К нормальному закону распределения изменения напряжений σ аппроксимация осуществляется на основании соотношения

$$p(\sigma) = 1 - f(\sigma) \sum \alpha_i \cdot w^i, \quad (1)$$

где $f(\sigma) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp(-\sigma^2/2)$, $w = 1/(1 + p \cdot \sigma)$,

p, α_i - аппроксимирующие коэффициенты.

В случае несоответствия эмпирической кривой нормальному закону распределения аппроксимация проводится с использованием закона распределения, представляющего разложение в ряд полиномами Эрмита функции, основанной на нормальном законе распределения. Аппроксимирующая зависимость имеет вид

$$f(\sigma) = \frac{1}{S_0} \left[\Phi^1\left(\frac{\sigma - m_0}{S_0}\right) + \sum_{n=3}^{\infty} \frac{(-1)^n \cdot C_n}{n!} \Phi^{(n+1)}\left(\frac{\sigma - m_0}{S_0}\right) \right], \quad (2)$$

где $\Phi^1, \Phi^{(n+1)}$ - производные соответствующих порядков нормального закона распределения; C_n - коэффициенты полиномов Эрмита, определенные с учетом соотношения моментов нормированной скалярной случайной величины.

На рис.2 приведены результаты построения эмпирических кривых (гистограмм) изменения напряжений в элементах коленчатого вала и аппроксимация нормальным законом распределения и законом Грама-Шарлье.

В третьей главе приводится методика оптимизационного выбора конструктивных параметров сложных объектов ДВС с учетом сопряженных деталей на основании критериев НДС. Оптимизационный подход, основанный на системном анализе, включает выделение оптимизируемой системы (объекта), формирование целевой функции, ограничений, выбора метода оптимизационных процедур и направления поиска (минимизации или максимизации).

Разнообразные по содержанию анализа НДС для деталей двигателей определяются общей математической формулировкой процесса оптимизации

$$\Phi(n) \rightarrow \min, \quad n \in \Omega_n \quad (3)$$

Оптимальное решение выбора конструктивных параметров (n)

$$n = \min(\max) \Phi(n) \text{ или } n^* = \arg \min(\max) \Phi(n) \quad (4)$$

$$n \in \Omega_n \quad n \in \Omega_n$$

удовлетворяющее системе ограничений - равенств вида

$$h_j(n) = 0, \quad j = \overline{1, m} \quad (5)$$

и ограничений неравенств вида

$$g_j(n) \geq 0, \quad j = \overline{1, p}$$

$$n_{i-1} \leq n_i \leq n_{i+1}, \quad i = \overline{1, r} \quad (6)$$

Оптимизация процесса выбора параметров или сравнения альтернативных решений проводится на основании целевой функции (критерия оптимальности), которая определена в пределах области конструктивных параметров Ω_n и выражает основные требования к конструкции объекта.

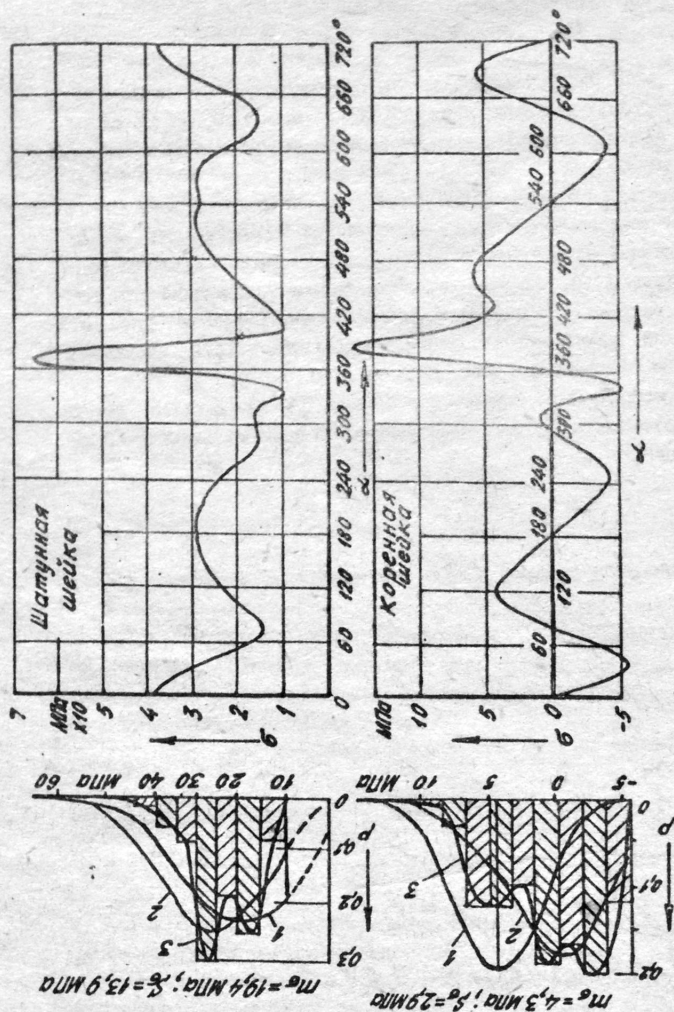


Рис. 2. Аппроксимация изменения напряжений в деталях двигателя: 1- нормальным законом распределения, 2- распределением Грассе-Шарлье, 3- гистограмма

Анализ процессов НДС для сопряженных деталей коренного опорного уала на основании комплексного исследования и выбор конструктивных параметров уала определен вектором n -мерного параметрического пространства вида

$$\Omega_n = (P_1, P_2, P_3, P_4), \quad (7)$$

где $P_1 \dots P_4$ - вектора конструктивных параметров соответственно для элементов блок-картера, подшипника, коленчатого вала и крышки коренного подшипника. Эти вектора представляют собой:

$P_1 \left(\sum_{i=1}^m K_3, t \right)$ - количество конечных элементов и их толщины междоулидровой перегородки блок-картера; $P_2 (\Delta_{kp}, \Delta_{np}, e, h_{min}, t, l_{kp}, l_{np}, D_{kp}, D_{np})$ - параметры подшипника скольжения; $P_3 [D_{km}(d_{km}), D_{km}(d_{km}), l_1(l_{km}, l_{km}, l_{km}, l_{km}, h, b)]$ - конструктивные геометрические параметры элементов коленчатого вала; $P_4 \left(\sum_{i=1}^m K_3, t_1, H, B \right)$ - количество конечных элементов толщины и геометрические размеры крышки коренного подшипника.

Выделение основополагающего набора варьируемых переменных, определение целевой функции, описание требуемых качеств решения являются основными этапами математической формализации прикладной оптимизационной задачи выбора конструктивных параметров на основании критериев НДС.

В главе последовательно рассматривается математическое моделирование процессов оптимизации выбора конструктивных параметров коленчатого вала, подшипников скольжения, элементов блок-картера.

При формировании целевой функции выбора конструктивных параметров коленчатого вала включены функциональные параметры и соотношения геометрических размеров, от которых, в первую очередь, зависит НДС. На рис.3 приводится структурная схема оптимизации.

Функция цели имеет вид

$$\Phi_{min} = \left[\Phi_1 (W_{12}^2 - \beta W_{12}^2) + \Phi_2 \left(\frac{2}{D_{km} + D_{km} - 2e} + \Phi_3 \frac{2}{h} \right) \right] \quad (8)$$

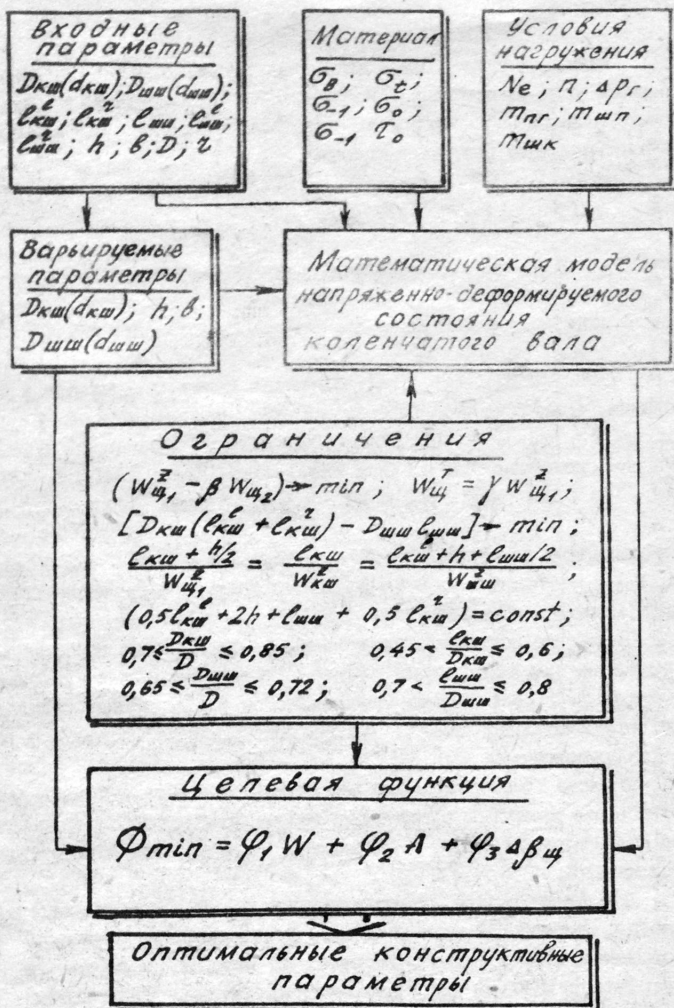


Рис.3. Структурная схема оптимизации выбора конструктивных параметров коленчатого вала

где W_z^z и W_z^T - моменты сопротивления изгибу расчетного сечения щеки, r - радиус кривошипа, $D_{н1}$, $D_{н2}$ - наружные диаметры шеек, h и B - толщина и ширина щеки, β - коэффициент податливости, φ_1 , φ_2 , φ_3 - весовые коэффициенты значимости.

Предусматриваемые ограничения указаны в структурной схеме оптимизации.

Для поиска оптимального решения применялись метод Хука-Дживса и метод покоординатного спуска Гаусса-Зейделя. При увеличении числа переменных варьируемых параметров использовался симплексный метод поиска - модифицированный метод деформируемого многогранника Нелдера-Мида.

Оптимизация выбора конструктивных параметров гидродинамических подшипников учитывает аналитические соотношения, определяющие количественные связи характеристик масляного слоя подшипника с его конструктивными параметрами, полученные методом полиномиальной аппроксимации.

Подлежащая минимизации целевая функция описывается выражением

$$\begin{aligned} \Phi_{min} = & \varphi_1 \left(\frac{e_n}{D_n} \right)^{\beta_1} \cdot K \cdot S_o \cdot \beta_1 / \left(\frac{e_n}{D_n} \right)^{\beta_2} + \\ & + \varphi_2 \cdot \delta \left(\frac{e_n}{D_n} \right)^{\beta_3} \cdot S_o \cdot \beta_2 / \left(\frac{e_n}{D_n} \right)^{\beta_4}, \end{aligned} \quad (9)$$

где D_n , l_n - диаметр и длина подшипника, K - среднее давление в подшипнике, S_o - число Зоммерфельда, δ - радиальный зазор, $\beta_1 \dots \beta_4$, β_1 , β_2 - показатели степеней полиномов.

Структурная схема оптимизации выбора конструктивных параметров подшипников приведена на рис. 4. Ограничения, приведенные на схеме, выбирались на основании соотношений по толщине масляного слоя, давлению масла в подшипнике, вязкости масла, соотношению размеров и устойчивости масляной пленки.

Оптимизационный выбор конструктивных размеров методом гидродинамической перегородки реализует локальные методы случайного поиска. Область притяжения локального оптимума определяется геометричес-

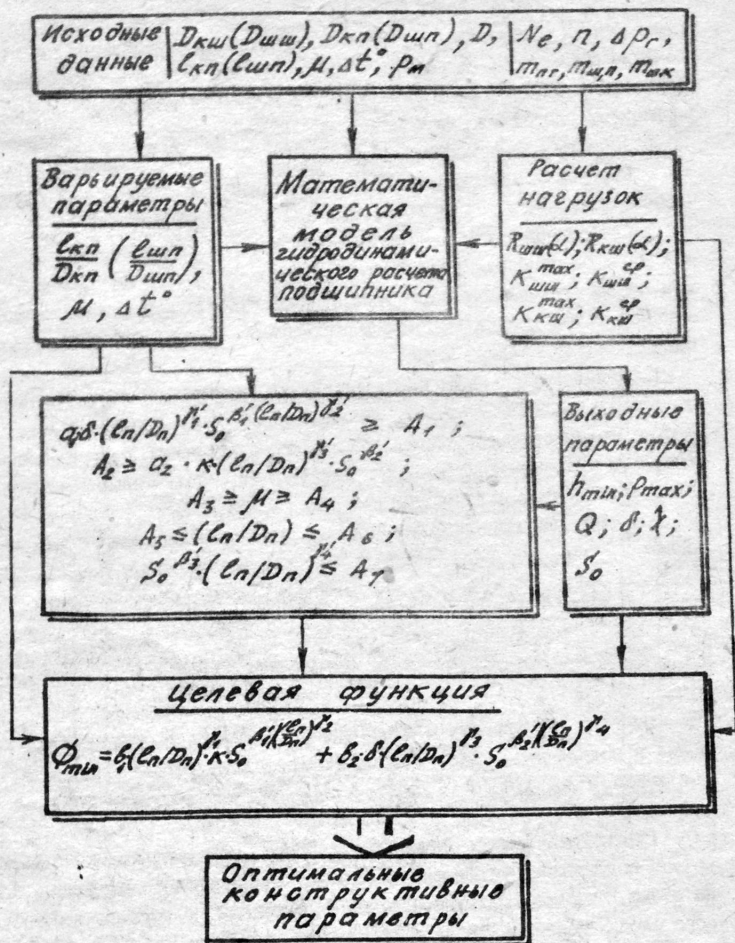


Рис. 4. Структурная схема оптимизации выбора конструктивных параметров подшипника скольжения

ким местом начальных варьируемых параметров, из которых путем применения локальных методов поиска удается отыскать оптимальную конструкцию. Такой подход выван увеличением числа конечных элементов конструкции.

Математические модели НДС сопряженных деталей и соответствующее программно-методическое обеспечение составили систему оптимального проектирования. Пакеты прикладных программ построены по модульному принципу, сгруппированных в функциональные блоки:

- расчета НДС сложных деталей с использованием МКЭ - SEPAR, VALOKS;
- расчета НДС многоопорных коленчатых валов - RKW;
- гидродинамического расчета подшипников скольжения ДВС - BEAR;
- вероятностно-статистические методы расчета и анализа результатов экспериментальных исследований - STATIS;
- прогнозирования параметров надежности и долговечности - RELIAB;
- оптимального выбора конструктивных параметров - OPT.

В четвертой главе рассматриваются методы экспериментального анализа напряженно-деформированного состояния сопряженных деталей коренного опорного уала в условиях статического тензометрирования и на работающих двигателях. Эти исследования дают материал, уточняющий и дополняющий методику теоретического анализа НДС деталей, позволяют исследовать влияние различных факторов, оценить достоверность выбранной методики комплексного исследования НДС.

Задачи исследования включают определение или проверку упругих характеристик деталей и их трансформирование в сопряженном объекте, выявление определяющих конструктивных факторов и их влияние на картину НДС сопряженных деталей, определение наиболее опасных режимов и исследование влияния нагрузочного и скоростного режимов работы двигателей на напряженно-деформированное состояние основных деталей.

Проведено статическое тензометрирование деталей уала "блок-картер-коленчатый вал-крышка коренного подшипника", таких как коленчатые валы дизелей типоразмерного ряда 6Ч 13/14, 4Ч 13/14,

и отдельного кривошипа вала, междиллиндровых перегородок блок-картеров и отдельной перегородки, крышек коренных подшипников.

Разработаны методы и средства определения и получены результаты упругих характеристик деталей. Для коленчатых валов определены крутильные и изгибные жесткости, для дизеля 6Ч 13/14 значения которых изменяются в пределах: крутильные жесткости - $(0.321 \dots 0.296) \times 10^9$ Н/м, изгибные - $(0.57 \dots 0.75) \times 10^9$ Н/м. Значения жесткостей коренных опор находятся в пределах $(0.75 \dots 0.90) \times 10^9$ Н/м. Для крышек коренных подшипников дизеля 4Ч 13/14 получены значения жесткостей в пределах $(2.0 \dots 2.4) \times 10^9$ Н/м, для опорных улов блок-картера - от $(0.6 \dots 0.73) \times 10^9$ Н/м для средних до $(0.9 \dots 1.22) \times 10^9$ Н/м для крайних опор.

При статическом тензOMETрировании определялось влияние на НДС деталей коренного опорного уала таких факторов, как величина момента затяжки болтов (гаек) крепления крышек коренных подшипников, соотношение податливостей кривошипов вала и коренных опор блок-картера, зазоров в подшипниках.

В условиях статического тензOMETрирования для коленчатых валов определялось влияние жесткости коренного опорного уала на изменение изгибающих моментов в элементах вала. С этой целью экспериментальное исследование проводилось при различных условиях опирания вала. Для коренных шеек нагруженного кривошипа вала дизеля 6Ч 13/14 имеет место увеличение изгибающих моментов в 3.8 ... 4.0 раза в случае, когда вал опирается на крышки подшипников по отношению к опорной постели в междиллиндровой перегородке. Для шеек увеличение составляет 2.5 ... 2.7 раза.

В статических условиях выполнено тензOMETрирование междиллиндровой перегородки, вырезанной из блок-картера дизеля 4Ч 13/14. Анализ характера НДС перегородки показывает, что наибольшие напряжения растяжения возникают от усилия затяжки силовых шпилек (измерительные точки 1,3,2,4,5). Последующее сжатие междиллиндровой перегородки приводит к разгрузке в точках 1,3 на приливах под шпильки в пределах до 40%, а в средней части (точка 2) - до 80%. В точках 4,5, расположенных под приливами, меняется и характер деформации от растяжения к сжатию.

При динамическом тензотрировании (на работающем двигателе) изучались закономерности изменения НДС взаимосвязанных деформаций сопряженных деталей коренного опорного узда, анализировались эти закономерности в зависимости от режимов работы двигателя. Проанализированы осциллограммы изменения напряжений в щеках коленчатого вала дизеля 6Ч 13/14. Отмечено влияние процессов сгорания в соседних цилиндрах двигателя. Взаимное влияние нагрузок близлежащих кривошипов проявляется заметными пиками на осциллограммах, от нагрузок более удаленных кривошипов заметны изгибные колебательные явления. Для всех элементов коленчатых валов на осциллограммах изменения напряжений отмечены наложения колебаний разных частот. Анализировались осциллограммы изменения напряжений в элементах коленчатого вала дизеля 4Ч 13/14.

Схема размещения тензореосторов на крышках коренных подшипников приведена на рис.5. Анализ изменения напряжений в сечениях крышек коренных подшипников на внутренней поверхности показывает, что наиболее нагруженными являются сечения вблизи стыковой плоскости. По внешнему контуру напряжения в сечениях изменяются неравномерно, наибольшие напряжения имеют место в сечениях, расположенных в местах перехода от кривого бруса к бобышкам. Копии осциллограмм изменения напряжений приведены на рис.6.

На осциллограммах изменения напряжений отмечены колебательные явления с различной частотой. По характеру колебательные процессы представляют биения с различной амплитудой на участках, соответствующих процессам сгорания в цилиндрах двигателя. Отмечено проявление крутильных и изгибных колебаний. Для коленчатого вала дизеля 6Ч 13/14 имеют место наибольшие размахи с частотой изменения крутильных колебаний от 176 1/с до 238 1/с, что соответствует 6-ой гармонике при 1750 мин на холостом ходу, резонирующими являются гармоники 7.5 порядка при частоте 200 ... 210 Гц и частоте вращения коленчатого вала 1600 ... 1700 мин⁻¹, 9 порядка при частоте 195 ... 220 Гц при частоте вращения коленчатого вала 1300 ... 1500 мин⁻¹, 12 порядка при частоте 238 Гц

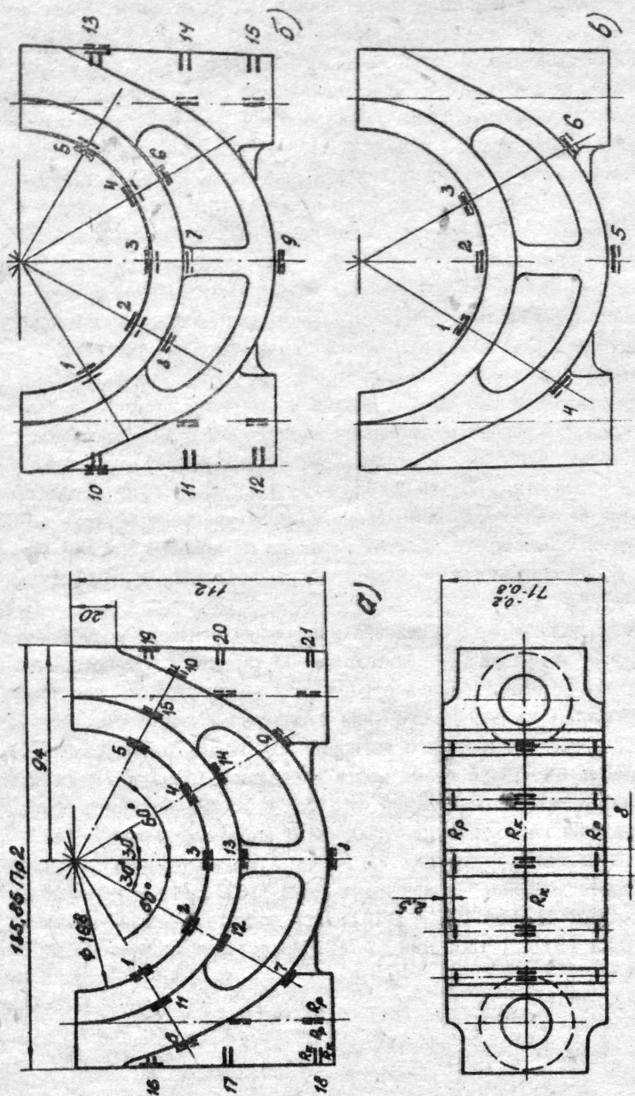


Рис.5. Схема размещения тензорезисторов на 3-ей (а), 4-ой (б) и 5-ой крышках коренных подшипников двигателя 4Ч 13/14

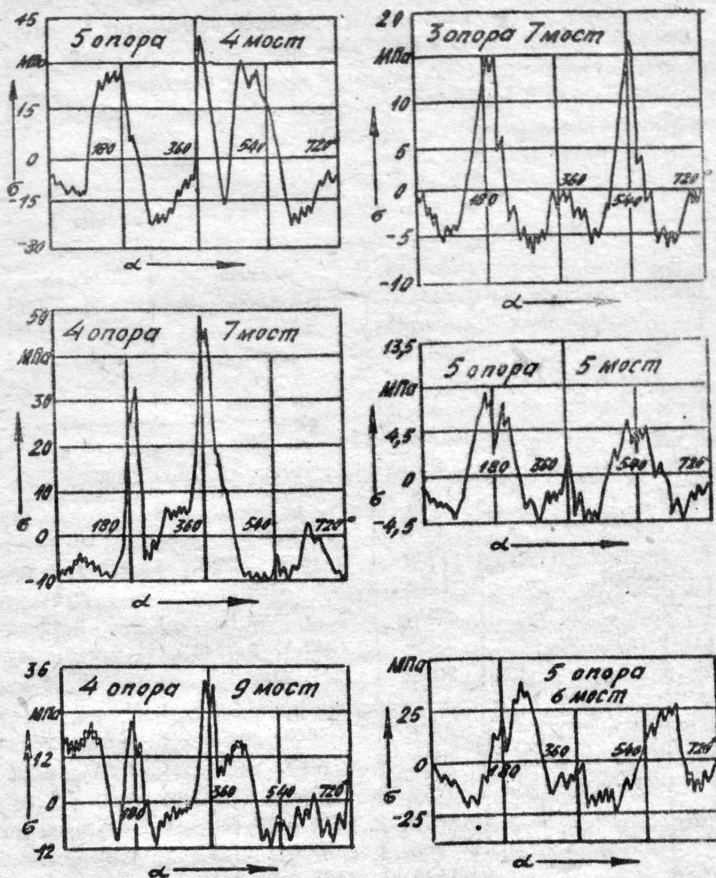


Рис.6. Экспериментальные графики изменения напряжений в сечениях крышек коренных подшипников дизеля 4Ч 13/14:

и частоте вращения коленчатого вала 1200 мин⁻¹. Наличие колебаний напряжений с частотой 270 Гц, характер их развития и одновременное проявление во многих элементах коленчатого вала дают основание утверждать о преобладании изгибных колебаний.

В таблице 1 приведены показатели колебательных процессов в элементах коленчатого вала дизеля 4Ч 13/14.

Таблица I

N [п/п]	элемент коленчатого вала, деформация	частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	частота преобладающей компоненты, кол/мин	порядок гармоники
1	2	3	4	5
1.	шки, изгиб в плоскости кривошипа	2000	5030	2.52
		1900	2830 , 4750	1.5 ; 2.48
		1700	4260	2.5
		1560	3790	2.42
		1360	1060, 2670, 3400	1.5; 2.0; 2.5
		1100	2700	2.49
2.	шки, изгиб в перпендикулярной плоскости	2000	4000 , 5030	2.04 ; 2.52
		1915	3600 , 4750	1.92 ; 2.48
		1700	2560 , 5920	1.5 ; 3.5
		1560	2270, 3570, 6330	1.45; 2.36; 4.2
		1363	2050 , 2730	1.5 ; 2.0
		1100	1645, 2650, 4400	1.49; 2.5; 4.1
3.	шатунные шейки, изгиб	2000	3030, 5050, 7900	1.5; 2.45; 3.91
		1905	1875 , 3790	0.98 ; 1.99
		1730	1730 , 5180	1.0 ; 3.0
		1500	1420 , 3000	0.94 ; 2.0
		1360	1335 , 2050	1.0 ; 1.5
		1100	1100, 1685, 2200	1.0; 1.51; 2.0

1	2	3	4	5
4.	коренные шайбы,	2880	4800 , 8950	2.8 ; 4.5
	нагиб	1885	2800,3920,6780	1.86;2.86;4.84
		1700	2570,3370,4200	1.5;1.99;2.47
		1500	2310,3160,9690	1.5;2.07;6.5
		1360	2050,2730,3420	1.5;2.8;2.5
		1100	2230 , 8560	1.98 ; 7.8
5.	шатунные и	2000	3800,5050,8550	1.88;2.5;4.25
	коренные шайбы,	1885	3900,7500,16200	2.07;3.99;8.6
	кручение	1750	3720 , 6900	2.13 ; 4.05
		1500	2950 , 5820	2.0 ; 3.88
		1360	2690 , 5670	1.99 ; 4.16
		1100	2120 , 4466	1.91 ; 4.06
		900	1350 , 3600	1.48 ; 3.97

Пятая глава посвящена вероятностно-статистическим методам анализа нагруженности сопряженных деталей на примере коренного опорного уала двигателя. Для установления законов реальной нагруженности основных деталей применяются методы теории случайных процессов. Статистическая интерпретация эксплуатационной нагруженности, определяемая тем или иным законом плотности распределения, отражает рабочие режимы двигателя. Реализация изменения напряжений в интервале времени, соответствующем рабочему циклу двигателя, и рассматриваемая как случайный процесс, изменяется от цикла к циклу, что вполне оправдывает применение понятий теории вероятности для описания априорного распределения, адекватного реальным процессам. Для оценки достоверности случайных процессов по их реализациям определялась статистическая проверка основных свойств процессов функционирования на стационарность, случайность и нормальность.

Напряженно-деформированное состояние сопряженных деталей коренного опорного уала при изменении скоростных и нагрузочных режимов работы двигателей БЧ 13/14 и 4Ч 13/14 проводилось по методике, изложенной во второй главе методами численного анализа на ЭЕМ. Для каждой реализации изменения напряжений определялась гистограмма частоты изменения напряжений, являющаяся эмпирическим аналогом плотности распределения.

Примеры гистограмм частот изменения напряжений, наложенных на аппроксимирующие кривые нормального распределения, для крышек коренных подшипников приведены на рис.7. Анализ результатов статистического оценивания показывает, что в большинстве случаев эмпирические кривые распределения частот не соответствуют нормальному закону распределения. Это подтверждается величинами асимметрии (мерой косости) и эксцессом (мерой крутости). Наиболее удовлетворительно эмпирическая кривая распределения описывается смещенным нормальным законом распределения типа А - закон Грама-Шарлье.

Используя полученные в результате обработки осциллограмм статистические характеристики, определялись статистические запасы прочности в зависимости от режимов работы двигателей.

Связь реализаций изменения напряжений в отдельных точках скоростной или нагрузочной характеристик двигателя терит свою однозначность и реагирует на переменность режимов путем деформации (изменения) закона распределения или статистических характеристик. В этом случае применялись методы корреляционного и регрессионного анализа.

В шестой главе изложены основные положения прогнозирования надежности и долговечности на основании критериев НДС основных деталей двигателей внутреннего сгорания.

Решение проблемы надежности предполагает получение реального закона распределения изменения напряжений в деталях и несущей способности, характеризуемой предельными значениями напряжений материала. При построении математической модели оценки надежности учитывается частота проявления уровня эксплуатационной нагрузки и значений несущей способности как независимых случайных величин, имеющих определенные законы распределения.

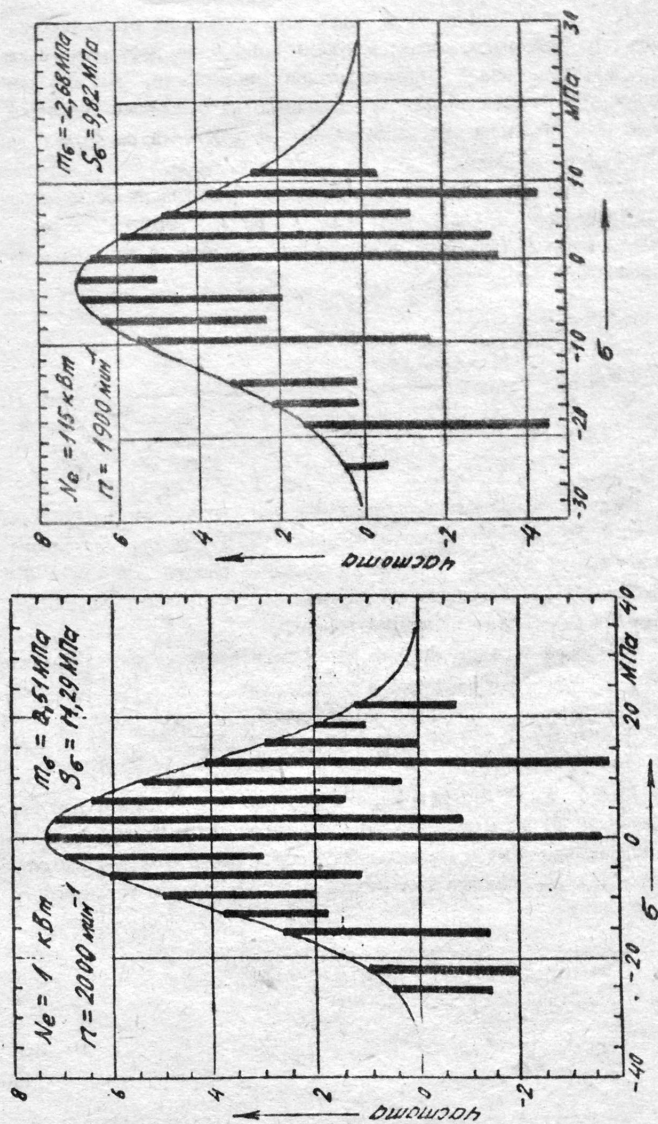


Рис. 7. Центральное распределение и гистограмма частот изменения напряжений в 3-ей крышке
дизельного подшипника (мост 9) дизеля 4Ч.13/14 - наложение

При оценке прочностной надежности детали на этапе проектирования по критериям, характеризующим напряженно-деформированное состояние, определение характеристики надежности, вероятности безотказного функционирования, выполнено на основании геометрической интерпретации вероятности кривой плотности распределения (многовариантный подход).

На основании соотношения площадей, ограниченных осями координат и кривыми $\Gamma(b)$ и $\Gamma(b_r)$, рис.8, вероятность безотказной работы (гарантия неразрушения) для одного из вариантов определяется

$$\Gamma(b) = 1 - \frac{\frac{1}{S_b \sqrt{2\pi}} \int_{m_b - 3S_b}^{m_b + 3S_b} e^{-\frac{(b-m_b)^2}{2S_b^2}} db}{\left(1 - \frac{1}{S_b \sqrt{2\pi}} \int_{b_r}^{m_b + 3S_b} e^{-\frac{(b-m_b)^2}{2S_b^2}} db\right) + \left(1 - \frac{1}{S_{b_r} \sqrt{2\pi}} \int_{m_{b_r} - 3S_{b_r}}^{m_{b_r} + 3S_{b_r}} e^{-\frac{(b_r-m_{b_r})^2}{2S_{b_r}^2}} db_r\right)} \quad (10)$$

Графически область возможных значений независимых случайных величин b и b_r представлена на рис.9, исходя из условия трехсигментной аксиомы. Условие безотказной работы $b - b_r > 0$ соответствует незатрихованной площади, а условие отказа, когда $b - b_r < 0$ - затрихованной площади.

Локальной характеристикой надежности является интенсивность отказа, выраженная зависимостью

$$\lambda(b) = \frac{\Gamma(b) - \Gamma(b + \Delta b)}{\Delta b \cdot \Gamma(b)}, \quad (11)$$

где $\Gamma(b)$ и $\Gamma(b + \Delta b)$ - вероятность безотказной работы, определенная на экстремальных режимах работы двигателя.

Прогнозирование нормированного уровня ресурса связано с определением характеристик надежности и сроком службы технического изделия.

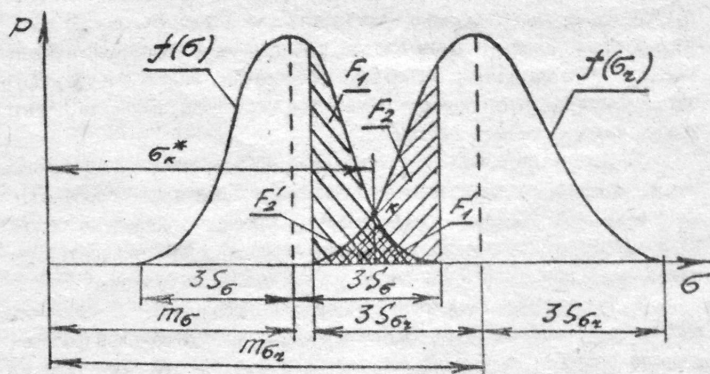


Рис. 8. Определение параметров надёжности

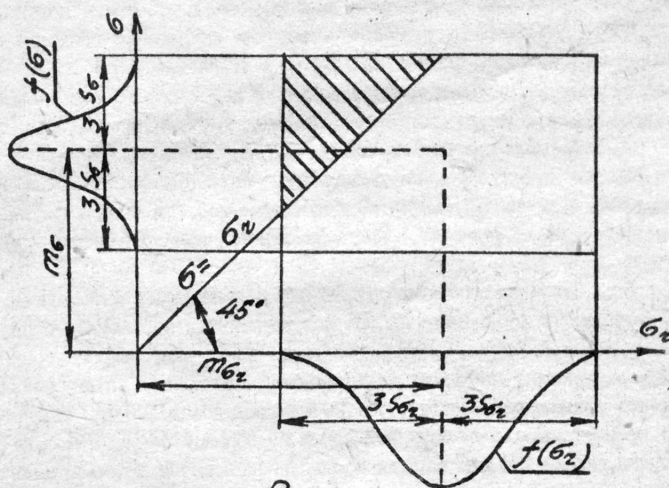


Рис. 9. Область возможных соотношений функций $f(\sigma)$ и $f(\sigma_2)$

1. Разработанный комплексный расчетно-экспериментальный оптимизационный подход направлен на решение проблемы научно-методологических основ исследования напряженно-деформированного состояния сопряженных деталей систем, механизмов и узлов двигателей внутреннего сгорания, позволяющий обоснованно подойти к выбору оптимальных конструктивных параметров с учетом прогнозируемого уровня надежности и долговечности.

2. Математическое моделирование НДС и выбора оптимальных конструктивных параметров, учитывающее функциональные особенности сопряженных деталей, обеспечивает построение моделей на основе развития дискретно-аналитического подхода, учета кинематических и граничных условий и рациональной схемы нагружения.

3. Разработана методика учета реального характера эксплуатационной нагруженности на основе выбора законов распределения частоты изменения напряжений в зависимости от режимов работы двигателя. Предложенные аппроксимирующие зависимости на основе количественных статистических характеристик для нормального и эмпирического законов распределения и статистический коэффициент запаса прочности позволяют оценить достоверную картину НДС. Учет реального характера изменения напряжений приводит к возрастанию запасов прочности в деталях двигателя в 1.5 ... 2.5 раза за счет уменьшения средней величины действующего напряжения и учета частоты изменения соответствующих уровней напряжений.

4. Вероятностно-статистические методы, использующие критерии НДС при проектировании двигателей, являются конструктивными способами получения количественных оценочных характеристик надежности и долговечности, прогнозирование нормированного их уровня.

5. С использованием критериев НДС разработаны математические модели оптимизации выбора конструктивных параметров сопряженных деталей коренного опорного узда двигателя, сформированы целевые функции, системы ограничений. Для поиска оптимального решения применялись метод Хука-Дживса последовательного изменения параметров вокруг базисной точки по образцу, метод покоординатного спуска Гаусса-Зейделя и симплексный метод деформируемого

многогранника Нелдера-Мида. Для подшипников скольжения целевая функция, определяющая количественные связи характеристик масляного слоя с конструктивными параметрами, получена методом полиномиальной аппроксимации. Оптимизация элементов междолиндровой перегородки направлена на решение проблемы снижения металлоемкости, обеспечения достаточной жесткости и прочности блок-картера. В алгоритме реализованы локальные методы случайного поиска.

6. Математические модели, разработанные и реализованные на ЭЕМ программно-методическое обеспечение комплекса позволяют вести исследования в зависимости от решаемых задач проектирования двигателя. Структурно пакеты прикладных программ построены по модульному принципу и сгруппированы в функциональные блоки, включающие анализ НДС сложных деталей МКЭ, расчет многоопорных коленчатых валов по неразрезной схеме, гидродинамический расчет подшипников скольжения, вероятностно-статистические методы расчета и анализа результатов экспериментальных исследований, прогнозирование надежности и долговечности и оптимального выбора конструктивных параметров сопряженных деталей объектов ДВС. Комплекс программного обеспечения реализован в соответствии с общими концепциями проекторочных расчетов на ЭЕМ.

7. Методы натурального тензометрирования в статических условиях и на работающих двигателях, опробованные методики и используемые средства и аппаратура на деталях коренного опорного уала могут успешно применяться для экспериментального исследования НДС других деталей двигателя. Полученные в результате экспериментальных исследований численные значения упругих характеристик деталей уала являются ориентировочным справочным материалом при доводке и модернизации двигателей. Компоненты напряжений, характер их изменения используются при анализе динамических явлений и для оценки надежности и долговечности. С учетом реального характера нагруженности (по скоростной и нагрузочной характеристикам) результаты тензометрирования позволяют обоснованно подойти к выбору теоретических законов распределения изменения напряжений.

8. Обоснована структура рационального применения математического моделирования процессов НДС для сопряженных деталей сложных объектов ДВС в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя на основе корреляционно-регрессионного анализа.

9. На базе проведенного исследования разработано программно-методическое обеспечение анализа НДС основных деталей двигателя и выбора оптимальных конструктивных параметров и передано дизелестроительным заводам, а также рекомендации по улучшению работоспособности коренного опорного узла, блок-картера.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих научных трудах:

1. Попович В.С. Конструирование, расчет и долговечность двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие. - Барнаул: 1985. - 87 с.

2. Попович В.С. Расчет на прочность коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания по неразрезной схеме: Методическая разработка. - Барнаул: 1980. - 55 с.

3. Болгов А.Т., Попович В.С. Матричный метод расчета прочности многоопорных коленчатых валов // Резервы сельскохозяйственного производства: Сб. научн.-исслед. работ. - Барнаул: Алт. кн. изд-во, 1972. - С.271-284.

4. Болгов А.Т., Попович В.С., Ильина Л.И. Теоретическое исследование деформаций и напряжений в крышках коренных подшипников // Труды / Алт. политехн. ин-т им.И.И.Ползунова. - Вып.55. - С.9-14.

5. Ильина Л.И., Фомин В.К., Попович В.С. Тенаметрирование коленчатого вала на работающем двигателе А-50: Материалы научн. конференции. Ч.2. Конструирование машин. - Барнаул, 1974. - С.13-15.

6. Ильина Л.И., Попович В.С., Болгов А.Т. Определение жесткости крышек коренных подшипников двигателей внутреннего сгорания // Жесткость машиностроительных конструкций: Тезисы докл. всесоюз. научно-техн. конфер. - М.: 1976. - С.138-142.

7. Попович В.С. Экспериментальное исследование прочности коленчатых валов // Труды / Алт. политехн. ин-та им.И.И.Ползунова. - Барнаул, 1973. - Вып.23. - С.166-176.

8. Попович В.С. Прочность коленчатых валов многоцилиндровых двигателей // Труды / Алт. политехн. ин-та им.И.И.Ползунова. - Барнаул, 1974. - Вып.13. - С.212-230.

9. Попович В.С., Ильина Л.И., Поторочин А.В. Экспериментальное исследование напряженного состояния крышек коренных подшипников при монтаже // Труды / Алт. политехн. ин-та им.И.И.Ползунова. - Барнаул, 1975. - Вып.55. - С.15-19.

10. Попович В.С. Автоматизация процессов проектирования двигателей внутреннего сгорания // Проблемы автоматизации разработки двигателей: Тезисы докладов всесоюзн. научно-техн. конфер. - М., 1978. - С.59-61.

11. Попович В.С., Ильина Л.И. Динамическая нагруженность коренных опор тракторного дизеля // Динамическая, тепловая нагруженность и надежность сельскохозяйственных агрегатов: Межвуз. сб. - Барнаул, 1980. - Вып.1. - С.110-117.

12. Попович В.С. Оптимизация конструктивных параметров коренного опорного узла двигателей внутреннего сгорания // Проблемы оптимизации в машиностроении: Тезисы докладов. - Харьков, 1982. - С.160.

13. Попович В.С., Родин А.Ф. Выбор оптимальной конструкции элементов блок-картера дизеля при напряженно-деформированном состоянии // Проблемы форсирования и надежности тракторных и комбайновых двигателей: Тезисы докл. отрасл. научно-техн. конфер. - Владимир, 1985. - С.36-38.

14. Попович В.С. Оптимизация конструктивных параметров при проектировании двигателей внутреннего сгорания // Динамика и прочность автомобиля: Тезисы докл. 2 всесоюзн. научно-техн. совещ. - М., 1986. - С.192-193.

15. Попович В.С. Вероятностно-статистические методы расчета на прочность деталей двигателя и прогнозирование их надежности // Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и на новых топливах: Тезисы докл. всесоюзн. научно-техн. конферен. - М., 1987. - С.

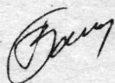
16. Попович В.С. Прогнозирование надежности и долговечности деталей ДВС // Актуальные проблемы двигателестроения: Тезисы докл. всесоюзн. научно-техн. конферен. - Владимир, 1987. - С.233-235.

17. Попович В.С. Расчет напряженно-деформированного состояния деталей ДВС // Научно-технический прогресс в машиностроении: Тезисы докл. научно-техн. конферен. - Барнаул, 1987. - С.3-4.

18. Попович В.С. Вероятностно-статистические методы расчета и надежность // Научно-технический прогресс в машиностроении : Тезисы докл. научно-техн. конферен. - Барнаул, 1987. - С.9-10.

19. Попович В.С. Численные методы анализа напряженного и деформированного состояния деталей двигателей внутреннего сгорания. Алт. политехн. ин-т им.И.И.Ползунова. - Барнаул, 1991. - 89 с.

20. Попович В.С. Экспериментальные методы исследования напряженного и деформированного состояния двигателей внутреннего сгорания. Алт. политехн. ин-т им.И.И.Ползунова. - Барнаул, 1991. - 76 с.



Подписано в печать 20.11.91г. Ил.л.

Заказ 821.

Тираж 100 экз.

Бесплатно.

Отпечатано на ротационных АПИ. Барнаул 1991.