

M 420551  
Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

НА ДОМ  
ВЫДАЕТСЯ

На правах рукописи

Раенко Мстислав Иванович

УДК 621.436-214:539.4

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ОЦЕНКИ ПРОЧНОСТНЫХ И ЖЕСТКОСТНЫХ  
ХАРАКТЕРИСТИК БЛОК-КАРТЕРОВ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

(05.04.02 - тепловые двигатели  
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

Москва 1984

Работа выполнена в Производственном объединении  
"Кодоменский завод".

Научный руководитель - доктор технических наук,  
профессор Н.Д.Чайнов.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,  
профессор Г.А.Давыдов,  
- кандидат технических наук,  
с.н.с. Е.В.Исаев

Ведущее предприятие - Производственное объединение  
"Пенздизельмаш"

Защита диссертации состоится "19" ноября  
в 14-00 часов на заседании специализированного совета  
К.053.15.01

технических

107005,

"Энерго"

С

имени Н

Ав

МВТУ

Г.

Ученый  
совета

В.И.Мор

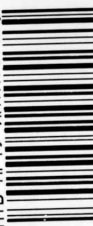
М 420551

Объем  
Заказ

МВТУ

6.00

НТБ МВТУ им. Н.Э.Баумана



1420551

Рябенко М.И. Разработка метс

15502961  
1940557

Актуальность проблемы. В основных направлениях развития народного хозяйства СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года перед тяжелым и транспортным машиностроением поставлена задача расширения производства дизелей с высокими технико-экономическими показателями. Повышение удельной весовой и агрегатной мощности двигателей при одновременном увеличении их надежности и долговечности выдвигает на первый план проблему обеспечения прочности и жесткости блок-картеров, как наиболее ответственных базовых узлов, во многом определяющих надежность и работоспособность двигателей в эксплуатации.

Существующие методы определения прочностных и жесткостных характеристик блок-картеров являются либо слишком трудоемкими и сложными в реализации, либо основаны на неоправданном упрощении расчетной схемы конструкции. Это не позволяет своевременно, на стадии проектирования осуществлять необходимые конструкторско-технологические улучшения и тем самым приводит к затягиванию периода доводки двигателей, увеличению затрат на их ремонт и эксплуатацию. Таким образом, задача дальнейшего совершенствования методов оценки прочностных и жесткостных характеристик блок-картеров и обеспечения этих показателей при проектировании транспортных дизелей является актуальной.

Цель работы. Разработка расчетно-экспериментальных методов оценки и способов улучшения прочностных и жесткостных характеристик сварных и сварно-литых блок-картеров с учетом взаимосвязи этих показателей и их зависимости от реальных условий нагружения на работающем двигателе.

Методы исследований. Сложность пространственной конструкции блок-картеров и многообразие действующих нагрузок обусловили сочетание расчетных и экспериментальных методов исследований. Теоретические разработки основывались на использовании метода конечных элементов в одномерной, двумерной и трехмерной (плоско-пространственной) постановке. Экспериментальные исследования выполнялись на натурных блок-картерах и физических моделях. Окончательная оценка прочности блок-картеров осуществлялась по результатам усталостных испытаний.

Научная новизна. Впервые, на основе разработанных расчетно-экспериментальных методов, выполнен анализ напряженно-деформированного состояния и жесткости узла коренной опоры с учетом действия моментных нагрузок на плоскости, возникающих

вследствие девиации коренных шеек коленчатого вала и стеснения деформаций стоек продольными элементами блок-картера. Разработаны методика и программа расчета, позволяющие на стадии проектирования осуществлять обоснованную оценку жесткости и деформаций блок-картеров при нагружении механическими и температурными усилиями с учетом различного типа опорных связей (установка дизеля на поддизельную раму, амортизаторы, жесткое крепление к фундаменту и т.д.). Теоретические разработки получили экспериментальное подтверждение при выполнении комплекса исследований с использованием методов физического моделирования, статических испытаний натурных блок-картеров, экспериментов на работающем двигателе.

Практическая ценность. Разработанные методы оценки прочностных и жесткостных характеристики блок-картеров и предложенные на их основе рекомендации способствовали совершенствованию конструкций, повышению надежности и долговечности, снижению металлоемкости блок-картеров и присоединенных к ним узлов и деталей. Результаты исследований использовались на ПО "Коломенский завод" при выборе рациональной схемы расположения противовесов на коленчатом вале дизелей типа 6ЧН30/38 и 16ЧН26/26, при разработке мероприятий по повышению работоспособности коренных подшипников дизелей типа 16ЧН26/26, при обосновании возможности перехода к сварно-литой конструкции блок-картеров дизелей типа 4Н30/38, при проектировании дизеля типа 12ЧН32/32.

Апробация работы. Результаты диссертационной работы докладывались на Всесоюзной межотраслевой научно-технической конференции "Динамика, прочность и надежность ДВС" в ЦНИИ, г. Ленинград (1978 г.); на Всесоюзном научно-техническом семинаре по комбинированным двигателям при МВТУ им. Баумана (1982 г.); на научно-технической конференции в Коломенском филиале ВЭИ; г. Коломна (1980 г.); на научно-технической конференции молодых специалистов ЦНИИ, г. Ленинград (1976 г.); на научно-технических конференциях ПО "Коломенский завод" (1976-1983 гг.).

Публикации. По результатам выполненных исследований опубликовано 3 работы.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов, списка литературы и приложений. Работа изложена на 223 страницах, содержит 66 рисунков и 9 таблиц. Список литературы включает 120 наименований.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Первая глава посвящена обзору и анализу существующих методов оценки прочностных и жесткостных характеристик остовов транспортных дизелей. Для двигателей с подвесными опорами коленчатого вала под остовом обычно понимается блок-картер с присоединенными неподвижными узлами, включая поддизельную раму (в дизель-генераторных установках).

В связи со сложностью конструкции остовов и многообразием действующих нагрузок аналитические методы их расчета, предложенные в работах Н.В.Петровского, Д.В.Танатара, В.А.Ваншейдта и др., в настоящее время имеют ограниченное применение. Более универсальными и эффективными в реализации на ЭВМ являются методы дискретного (численного) математического моделирования. Из них наибольшее распространение получили дискретно-аналитические методы, основанные на рамной, балочной или балочно-стержневой аппроксимации конструкции (работы А.С.Орлина, Г.Л.Васильева, Е.А.Никитина, М.А.Салтыкова, П.А.Баскова и др.) и численные методы, в частности, метод конечных элементов (МКЭ) и метод суперэлементов (работы П.А.Истоминна, Фан Ван Тхе, В.В.Бойко, J. Afferhell и др.).

Применение пространственных конечно-элементных моделей дает принципиальную возможность в наилучшей степени отобразить конструктивные особенности остова и характер его взаимодействия с фундаментом, рамой тепловоза или корпусом судна при действии нагрузок произвольного вида. Вместе с тем, указанные расчетные схемы являются трудоемкими и сложными, требуют использования ЭВМ с большим объемом оперативной памяти, а также значительных затрат времени на подготовку исходной информации и обработку полученных результатов. В связи со сложностью реализации пространственные модели остова не нашли широкого практического применения, а имеющиеся результаты носят, главным образом, качественный характер.

Для расчетных моделей, основанных на рамной, балочной или балочно-стержневой аппроксимации остова, характерна относительная простота задания и обработки информации, малое время счета на ЭВМ, что является особенно ценным на начальных этапах проектирования при рассмотрении большого количества вариантов расчета. Однако применение этих моделей в отдельных случаях при-

водит к неоправданному упрощению расчетной схемы конструкции и, как следствие, к снижению точности результатов.

Сказанное не является отрицанием рассмотренных методов, которые целесообразно использовать на соответствующих этапах создания новой конструкции при переходе к системе автоматизированного проектирования двигателей (САПР ДВС). Вместе с тем, переход к САПР приводит к необходимости разработки и совершенствования методик, занимающих в иерархической системе математических моделей остова промежуточное по отношению к рассмотренным положение. К их числу относятся методики, основанные на обособленном рассмотрении наиболее нагруженных элементов остова — поперечных стоек. В этом случае расчетная модель обычно строится на основе плоско-напряженных конечных элементов переменной толщины (работы В.К.Чистякова, Е.В.Кочеткова, Н.К.Рязанцева, В.А.Потиченко, *M. Kleimola* и др.). Наряду с очевидными преимуществами, переход к плоско-напряженной математической модели не позволяет учитывать взаимодействие стоек с другими элементами остова и моментные нагрузки из плоскости, возникающие вследствие девиации шеек коленчатого вала.

Большое внимание в литературе уделяется вопросам экспериментального исследования напряженности и прочности остовов двигателей. С этой целью используются методы статических натурных испытаний в условиях моделирования действующих нагрузок; установочных испытаний; стендовых динамических испытаний отсеков и двигателей (работы П.В.Гордина, М.Н.Горбунова, И.Д.Сидорина, Л.Д.Котельникова, Ю.Н.Конарева и др.). Целый ряд публикаций посвящен исследованию напряженности остовов на стальных моделях и моделях из оптически активных материалов (работы *C. Hatton*, *M. Briner* и др.). Вместе с тем недостаточно изученными и разработанными остались экспериментальные методы определения жесткости остовов и их деформаций в рабочих условиях.

На основании проведенного анализа в работе поставлены следующие основные задачи:

1. Разработать методику расчета напряженно-деформированного остояния блок-картеров с учетом действия моментных нагрузок, возникающих вследствие девиации коренных шеек коленчатого вала в условиях стеснения деформаций стоек продольными элементами остова.

2. Разработать методику расчета изгибной жесткости и

деформаций блок-картеров в продольной плоскости при нагружении усилиями произвольного вида с учетом опорных связей различного типа, уточненную по сравнению с рассмотренными балочно-стержневыми моделями и одновременно удовлетворяющую требованиям доступности, простоты задания и обработки информации в условиях многовариантного счета на ЭВМ.

3. Выполнить экспериментальные исследования по определению жесткостных характеристик блок-картеров, в том числе жесткости узла коренной опоры при растяжении и изгибе из плоскости. Осуществить экспериментальное определение температурных деформаций блок-картеров в условиях моделирования температурного поля.

4. На основе разработанных методик расчета и обобщения экспериментальных данных выполнить практические оценки прочности и жесткости блок-картеров нескольких типоразмеров и выработать рекомендации, направленные на повышение надежности и снижение металлоемкости рассматриваемых конструкций.

Во второй главе содержится изложение методики расчета напряженно-деформированного состояния блок-картеров с учетом изгиба поперечных стоек. Рассмотрены некоторые особенности, связанные с применением МКЭ к расчету пространственных конструкций, аппроксимированных системой оболочечных элементов нулевой кривизны.

Анализ нагруженности блок-картеров и данные проведенных ранее исследований показали, что основным силовым фактором являются газовые силы, которые практически полностью уравновешиваются в пределах работающего и двух смежных отсеков. Это позволило при построении расчетной схемы блок-картера ограничиться рассмотрением только его трех отсеков. Дальнейшее упрощение расчетной схемы осуществлено на основе использования симметрии и регулярности конструкции с одновременным разложением нагрузок на симметричную и кососимметричную составляющие.

Наряду с переходом к пространственной конечно-элементной аппроксимации выполнено уточнение в составе и характере действующих на блок-картер усилий. Показано, что вследствие деформаций коленчатого вала при работе двигателя возникает относительный перекос осей коренных шеек вала и подшипника на угол  $\alpha' = \alpha'_a - \alpha'_b$  (рис. 1).

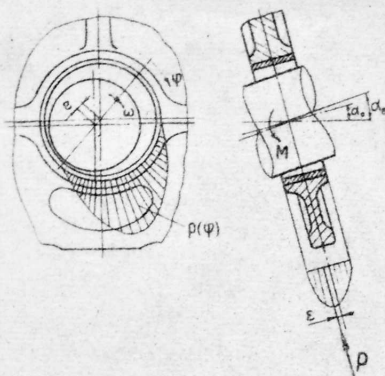


Рис. I

В этом случае имеет место асимметричный (по ширине вклада) закон распределения давления в масляном слое со смещением равнодействующей усилий  $P$  на расстояние  $\epsilon$  относительно середины подшипника, что ведет к возникновению изгибающего момента  $M = P\epsilon$  на подшипник и стойку. Для установления величины действующего момента необходимо выполнение упруго-гидродинамического расчета коренных подшипников с учетом податливости коленчатого вала и подшипниковых опор. В данной работе осуществлялось приближенное определение момента, основанное на предположении его пропорциональности углу поворота коренной шейки коленчатого вала и изгибной жесткости опоры.

Оценка точности предложенной модели выполнялась на примере расчета блок-картера тепловозного дизеля типа I6CH26/26. Усилия на коренные подшипники определялись по неразрезной схеме коленчатого вала с учетом упругой податливости опор. Принималось, что действующая в плоскости каждой из стоек нагрузка на коренные подшипники распределяется по косинусоидальному закону с углом охвата  $2\psi = 120^\circ$  и уравнивается равномерно распределенными усилиями в районе отверстий под шпильки крепления крышек цилиндров. Аппроксимация конструкции осуществлялась системой из 687 прямоугольных и треугольных элементов типа оболочек нулевой кривизны с 600 узлами и 2674 степенями свободы. Расчет выпол-

нялся по программе "Супер-76", разработанной коллективом авто-  
ров под руководством А.С.Городецкого. Результаты расчета сопос-  
тавлялись с данными динамического тензометрирования блок-карте-  
ра на работающем двигателе. Максимальное расхождение результа-  
тов в контрольных точках не превышало 10% при относительной по-  
грешности экспериментальных значений 8,5%. Это подтвердило дос-  
таточно высокую достоверность разработанной расчетной модели.

Установлено, что при изгибе стоек наиболее существенную  
роль играют моментные нагрузки, обусловленные возникающим в  
рабочих условиях взаимным поворотом осей коренных шеек коленча-  
того вала и подшипника. Сжатие деформаций стоек продольными  
элементами блок-картера влияет на изгибные напряжения в меньшей  
степени. Уровень напряжений от изгиба по сравнению с мембранны-  
ми относительно невелик и составляет 10-20 %. Однако, изгиб из  
плоскости необходимо учитывать при выборе рациональных соотно-  
шений между жесткостями коленчатого вала и коренной опоры с  
целью повышения надежности подшипникового узла в эксплуатации.  
Решение этой задачи может быть осуществлено на основе разрабо-  
танной расчетной модели.

В третьей главе приведена методика расчета изгибной жест-  
кости и деформаций блок-картеров. Дано описание рабочей про-  
граммы расчета.

В качестве расчетной схемы-модели блок-картера принято его  
представление составной системой из силовых поясов балочного  
типа, соединенных упругим линейно-деформируемым слоем. Упругий  
слой препятствует перемещению поясов в продольном и поперечном  
направлениях и характеризуется погонным коэффициентом податли-  
вости при сдвиге  $\lambda(x)$  и погонным коэффициентом жесткости при  
растяжении-сжатии  $K(x)$ . Силовые пояса могут быть нагружены  
механическими, либо температурными усилиями.

Рассмотрены вопросы построения расчетной схемы для конкрет-  
ных конструкций. При изгибе блок-картеров в вертикальной (про-  
дольной) плоскости в состав силовых поясов входят опорные плиты  
и боковые листы до вырезов-илков, а также опорные лапы и под-  
двальный рама (для дизель-генераторных установок). Связь меж-  
ду поясами осуществляется за счет перемычек боковых листов и  
отоек, которые аппроксимируются упругим слоем эквивалентной  
жесткости. При изгибе в горизонтальной плоскости силовые пояса

образуются опорными лапами блок-картеров и верхними плитами под-  
дизельной рамы, роль упругих связей играют поперечные стойки.

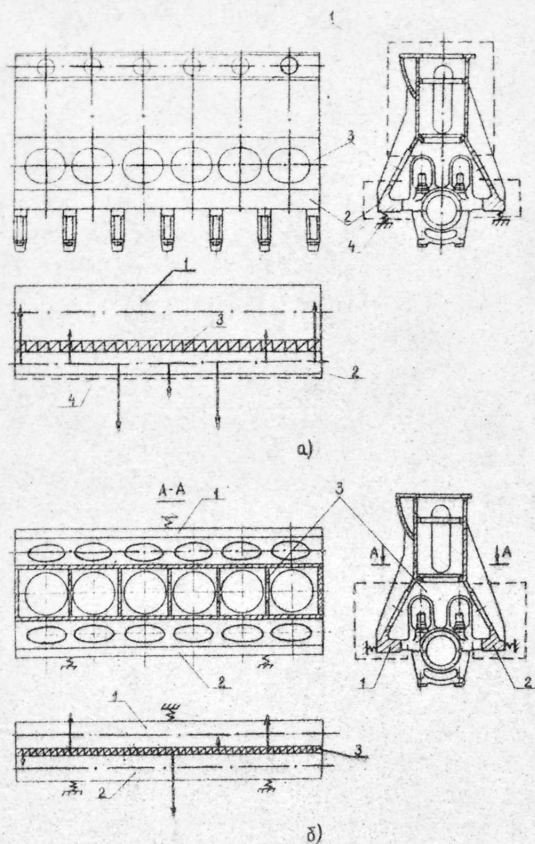


Рис. 2

Для двигателя типа 6CH30/38 такая расчетная модель с уче-  
том опорных связей в виде амортизаторов представлена на рис. 2,  
где приняты следующие обозначения: 1, 2 - силовые пояса, 3 - уп-  
ругий слой, 4 - амортизаторы; а - изгиб в вертикальной, б - в  
горизонтальной плоскостях.

Описанная модель является статически неопределимой системой, для расчета которой использована теория составных стержней, разработанная А.Р.Ржанициним. В соответствии с ней изгиб стержневой системы общего вида определяется следующей системой дифференциальных уравнений

$$\sum_{n=0}^2 (-1)^n \frac{d^n}{dx^n} \left( [P_n] \frac{d^n \{u\}}{dx^n} \right) = \{q\}, \quad (1)$$

где  $[P_n]$  - матрица коэффициентов, имеющая размерность  $3 \times 3$ ;

$\{u\} = \{w_1, w_2, T\}^T$ ,  $w_1, w_2$  - прогибы стержней;

$T$  - касательные усилия между стержнями;

$\{q\} = \{q_1, q_2, q_3\}^T$  - вектор-столбец нагрузки.

Решение задачи (1) осуществляется методом конечных элементов в одномерной постановке. В качестве основных разрешающих функций приняты значения величин  $w_1, w_2, T$  в узловых точках. Эквивалентная вариационная задача строится по методу Галеркина, где в качестве координатных функций приняты кубические полиномы Эрмита, обеспечивающие непрерывность разрешающих функций и их производных  $\varphi_1, \varphi_2, \tau$  в узлах. В результате решение ищется как вектор-функция  $\{u\}$ , удовлетворяющая следующему интегральному тождеству

$$\int_0^L [H]^T \sum_{n=0}^2 (-1)^n \left( \frac{d^n}{dx^n} [P_n] \frac{d^n \{u\}}{dx^n} \right) dx = \int_0^L [H]^T \{q\} dx, \quad (2)$$

где  $[H]$  - матрица координатных функций;  $\{u\} = [H] \{\varphi\}$ ,

$\{\varphi\}$  - вектор-столбец узловых неизвестных.

Для улучшения обусловленности окончательной системы линейных алгебраических уравнений и обеспечения численной устойчивости в процессе ее решения, предварительно осуществляется масштабирование матрицы системы. Решение выполняется методом исключения Гаусса. Разработанная по изложенной методике программа расчета реализована на базе ЭВМ "М-222" и ЕС ЭВМ и включена в библиотеку программ ПО "Коломенский завод".

В связи со сложностью определения жесткостных характеристик упругого слоя, эквивалентного (по жесткости) боковым листам блок-картера, имеющим периодические вырезы (перфорацию), в работе дается вывод приближенных зависимостей. Показано, что

для боковых листов с прямоугольными и круглыми вырезами оценку погонной одвиговой податливости можно соответственно осуществлять по следующим формулам:

$$\lambda = \frac{St}{(1-t\frac{\delta}{h})\delta} \left[ \frac{1}{G\gamma} + \frac{t^2}{E(1-t\frac{\delta}{h})^2} \right], \quad (3)$$

$$\lambda = S \left\{ \frac{1}{G\delta} \left[ \frac{2}{\sqrt{1-t^2}} \arctg \sqrt{\frac{1+t}{1-t}} + \frac{\pi}{2} + \frac{t(1-\gamma)}{\gamma} \right] + \frac{t^3}{5E\delta} \left[ 3 + \frac{2}{(1-t)^3} \right] \right\}. \quad (4)$$

где  $S$  - расстояние между центрами отверстий;  $h$  и  $b$  - высота и ширина отверстий;  $H$  и  $\delta$  - высота и толщина листа  $t = h/S$ ,  $\gamma = h/H$  - для прямоугольных отверстий;  $t = d/S$ ,  $\gamma = d/H$  - для круглых отверстий.

В заключение дается анализ точности разработанной методики расчета. Отмечается, что оценить погрешность решения аналитическим путем не представляется возможным, а сопоставление с экспериментом в значительной мере неоднозначно как вследствие ограниченной точности последнего, так и в связи с невозможностью выделения каждой из составляющих погрешности. Поэтому в данном случае применялся комплексный подход.

На первом этапе выполнялась оценка погрешности численной реализации принятой расчетной модели путем сопоставления результатов решения контрольных задач с известными аналитическими решениями. На втором этапе оценивалась адекватность расчетной схемы более простым (по сравнению с блок-картером) объектам, в качестве которых выбраны физические модели в виде систем балок, объединенных посредством боковых листов или поперечных стоек в единую сварную конструкцию. Окончательный анализ точности принятой методики расчета осуществлялся на основе сопоставления с данными статических испытаний блок-картеров двигателей нескольких типоразмеров и с результатами динамического тензометрирования блок-картера двигателя типа 6ДН30/38.

Выполненный комплекс исследований подтвердил достоверность разработанной методики, возможность ее применения для определения показателей жесткости блок-картеров на стадии проектирова-

ния двигателя и дальнейшего построения на ее основе объединенного расчета системы остова — коленчатый вал.

Четвертая глава содержит методику и результаты экспериментальных исследований по оценке жесткости блок-картеров при изгибе в вертикальной плоскости двигателя и угловой (поворотной) жесткости подшипниковых узлов в условиях нецентрального нагружения. Рассмотрены вопросы определения температурных деформаций блок-картеров и выполнен анализ влияния этого фактора на изменение геометрии блоков в рабочих условиях.

Оценка изгибной жесткости блок-картеров дизелей типа 16ЧН26/26, 16ДН23/30, 6ЧН30/38, 10ДН20,7/2х25,4 (10Д100) осуществлялась при статических испытаниях в условиях нагружения нижнего опорного пояса заданными поперечными усилиями (по схеме действия инерционных сил при неполной внутренней уравновешенности). В процессе испытаний замерялись перемещения верхних плит, бугелей и опорных лап с помощью индикаторов часового типа и определялись напряжения в элементах блок-картеров методом электротензометрии. Жесткость блок-картеров принималась равной жесткости эквивалентной балки постоянного сечения, имеющей ту же стрелу прогиба под действующей нагрузкой. Полученные значения жесткостей блоков равны 197000, 82500, 180000 см<sup>4</sup> для дизелей 16ЧН26/26, 6ЧН30/38, 16ДН23/30 и 10ДН20,7/2х25,4.

Установлено, что существенное влияние на деформационные характеристики остова оказывает жестко присоединенная к блок-картеру поддизельная рама. По отношению к жесткости блок-картеров при их установке на поддизельные рамы жесткость системы остова в вертикальной плоскости увеличивается для дизелей 16ЧН23/30 в ~ 2 раза, 16ЧН26/26 и 6ЧН30/38 в ~ 1,3 раза. Аналогичным образом изменяется и жесткость остовов в горизонтальной плоскости. Сама величина жесткости блок-картеров и системы остового остова в горизонтальной плоскости в 5–10 раз ниже, чем в вертикальной.

Экспериментальное определение угловой (поворотной) жесткости подшипникового узла дизеля типа 16ЧН26/26 выполнялось на блок-картерах двух модификаций — с зубчатым и плоским разъемом коренных опор, в условиях нагружения подшипника усилием в срединной плоскости и изгибающим моментом. Для создания такой схемы передачи усилий разработано нагружающее приспособление из двух подвижных пар гидроцилиндров, совместно перемещающихся

вдоль оси вала. При испытаниях измерялись радиальные перемещения торцевых сечений коренной опоры непосредственно вблизи вкладыша, по разности которых вычислялся угол поворота образующей опорной поверхности подвески. Измерения проводились рычажными индикаторами типа ИРБ. Жесткость опоры определялась по отношению действующего момента к угловым деформациям. Обработка результатов эксперимента осуществлялась методами линейного регрессионного анализа.

Для блок-картеров с зубчатыми и плоскими разъемами коренных опор получены следующие значения угловой жесткости подшипникового узла:  $3,1 \cdot 10^6$  Нм/рад и  $8,0 \cdot 10^6$  Нм/рад. Приведенные величины достаточно хорошо согласуются с расчетными значениями.

Исследование температурных деформаций выполнялось на натурных блок-картерах дизелей типа I6ЧН26/26 и 6ЧН30/38 при статических испытаниях в условиях моделирования температурного поля. В качестве исходных данных по уровню и характеру распределения температур приняты результаты термометрирования блок-картеров. Вследствие сложностей, связанных со строгим соблюдением условий подопытия, в процессе испытаний осуществлялось приближенное моделирование с обеспечением подопытия по основному параметру — перепаду температур в поперечных сечениях блок-картеров.

Нагрев блок-картеров осуществлялся с помощью независимо подпитываемых и электрической цепи тепловыделяющих элементов спирального типа, устанавливаемых в отверстия под штупы цилиндров каждого отсека. Измерение температур выполнялось хромель-копелевыми термопарами с применением потенциометра ЭИЦ-09. Изгибные деформации (прогибы) опорных лап и постелей подшипников измерялись индикаторами часового типа.

Установлено, что величины температурных деформаций блок-картеров в основном определяются перепадом температур по высоте верхнего силового пояса (от опоры цилиндров до плиты картера). Нижний силовой пояс, образуемый опорными лапами и подшипниковой рамой, играет роль присоединенной жесткости, уменьшая деформации на 20–25 %.

При рассмотренном поле температур максимальный прогиб блок-картера дизеля 6ЧН30/38 составил 0,65 мм (перепад температур в верхнем силовом поясе  $\Delta t = 57^\circ\text{C}$ ); прогиб блок-картера дизеля I6ЧН26/26 равнялся 0,6 мм ( $\Delta t = 45^\circ\text{C}$ ).

На основе проведенных исследований сделаны выводы о суще-

ственном влиянии температурных деформаций на макрогеометрию блок-картеров работающего двигателя и необходимости их учета при анализе напряженно-деформированного состояния остова двигателя и коленчатого вала.

В пятой главе приведены результаты выполненных по разработанным методикам исследований прочностных и жесткостных характеристик сварно-литых блок-картеров тепловозного дизеля типа 16ЧН26/26 (с зубчатыми и плоскими разрезами подшипниковых узлов) и дизеля типа 6ЧН30/38 судового назначения.

Вследствие циклического характера рабочих нагрузок (газовых и инерционных сил), оценка напряженности блок-картеров осуществлялась по максимальным амплитудам переменных напряжений, которые являлись исходными для определения запасов прочности конструкций. С этой целью в качестве расчетных рассматривались экстремальные состояния, в пределах между которыми изменяются векторы нагрузок, действующих на данную опору в течение рабочего цикла двигателя. Результаты расчета блок-картера дизеля типа 16ЧН26/26 в виде размахов циклических напряжений ( $2\sigma_a$ ) на контуре 3-ей стойки приведены на рис. 3, где сплошными линиями даны мембранные напряжения, пунктиром - изгибные.

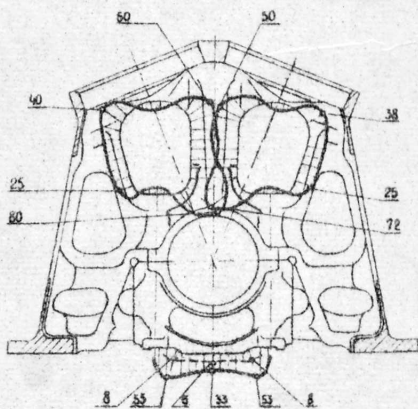


Рис. 3

Для оценки местного характера распределения напряжений и коэффициента их концентрации в районе радиусного перехода у опорной поверхности подвески под головку болта использовался известный метод математической линзы, применение которого

проиллюстрировано на примере расчета блок-картера дизеля типа 6ЧН30/38 (рис. 4).

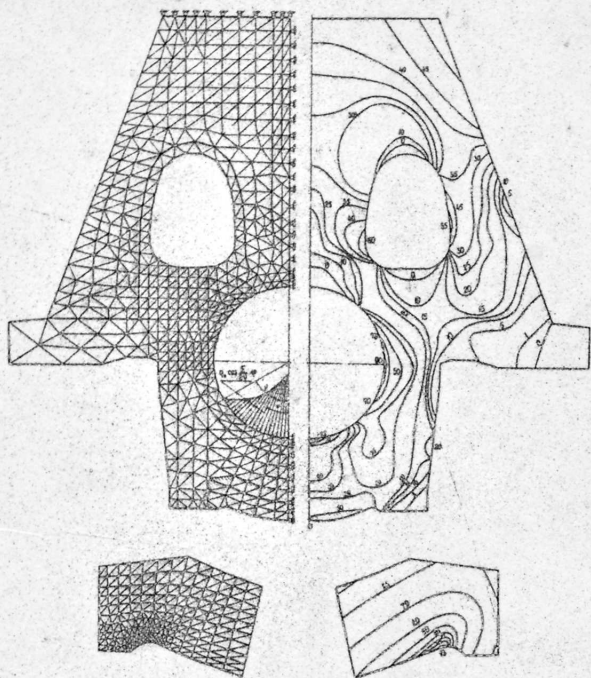


Рис. 4

Определение монтажных напряжений в элементах блок-картера от усилий затяжки болтов коренных подшипников выполнялось МКЭ. Напряженное состояние верхней, цилиндрической части блок-картеров от усилий затяжки шпилек крепления краев цилиндров определялось методом электротензометрирования.

Окончательная оценка прочности блок-картеров осуществлялась с использованием результатов усталостных испытаний в условиях нагружения конструкций сжатыми гидrocилиндрами. Испытания проводились на базе  $10^7$  циклов нагружений с коэффициентом нагрузки  $K_n = 2$  относительно действующих усилий. Показательные результаты испытаний и данные расчетно-экспериментальных ис-

следований показали наличие достаточно высоких запасов прочности  $M_s \gg 2$  в рассматриваемых блок-картерах, что впоследствии было подтверждено надежной работой блоков в эксплуатации.

При анализе жесткостных характеристик блок-картеров рассмотрены деформации последних от действия основных нагрузок, в том числе инерционных сил в вертикальной и горизонтальной плоскостях, усилий от неравномерного нагрева продольных элементов остова, собственного веса дизеля. Отмечено преимущественное влияние инерционных усилий на уровень циклических деформаций блок-картеров.

Показано, что действие остальных нагрузок, имеющих повторно-периодический или статический характер, следует рассматривать, главным образом, с точки зрения изменения исходной геометрии блок-картеров, которое ведет к взаимному смещению опор коленчатого вала и к росту напряжений в его галтелях. Основными нагрузками этого вида являются температурные усилия. Установлено, что температурные деформации блок-картеров дизелей типа 6ЧН30/38 и 16ЧН26/26 величиной 0,6 мм вызывают относительно незначительное (порядка 10-15 %) увеличение напряжений в галтелях коленчатых валов (по сравнению с ненагретым состоянием). Из проведенного анализа следует, что уровень деформаций рассмотренных блок-картеров относительно низок и не представляет опасности для прочности присоединенных узлов и деталей.

### ВЫВОДЫ

1. Разработана методика расчета напряженно-деформированного состояния блок-картеров с учетом изгиба поперечных стоек из плоскости. В основу расчетной схемы положена пространственная аппроксимация конструкции системой конечных элементов типа оболочек нулевой кривизны.

2. Разработаны методика и программа расчета жесткостных характеристик блок-картеров, основанные на теории изгиба составных стержней и МКЭ в одномерной постановке и позволяющие, в отличие от существующих методов, на стадии проектирования осуществлять уточненную оценку жесткости и деформаций конструкций от действия рабочих нагрузок с учетом различного типа опорных связей. Применение методики создает возможности для расчета присоединенных к блок-картеру узлов и деталей, работающих в условиях заданных деформаций.

3. Впервые, на натуральных конструкциях осуществлена экспериментальная оценка жесткости блок-картеров дизелей ряда типов-размеров при изгибе в вертикальной плоскости и угловой (поворотной) жесткости подшипниковых узлов блок-картеров в условиях моделирования нецентрального нагружения.

4. Выполнены экспериментальные исследования по определению температурных деформаций блок-картеров в условиях моделирования температурного поля, которые показали необходимость учета последних при анализе напряженно-деформированного состояния остова двигателя и коленчатого вала.

5. Разработанные методы оценки прочностных и жесткостных характеристики блок-картеров использовались при выборе рациональной схемы расположения противовесов на коленчатых валах дизелей типа 6ЧН30/38 и 16ЧН26/26; при разработке рекомендаций по повышению работоспособности коренных подшипников дизелей типа 16ЧН26/26; при обосновании возможности перехода к сварно-литой конструкции блок-картеров дизелей типа 6ЧН30/38; при проектировании нового высокофорсированного дизеля типа 12ЧН32/32. Годовой экономический эффект от внедрения результатов диссертации только за счет уменьшения затрат на экспериментально-доводочные работы составил 120 тыс.руб.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Салтыков М.А., Раенко М.И., Котельникова Г.П. Температурные деформации блоков цилиндров дизелей ЧН26/26. - Двигатели внутреннего сгорания. - М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1983, вып. 7, с. 1-4.

2. Экспериментальное исследование податливости подшипникового узла блока цилиндров и коленчатого вала транспортного дизеля. / М.И.Раенко, М.Н.Горбунов, М.А.Салтыков, А.Т.Тищенко - Двигатели внутреннего сгорания. - М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1983, вып. 9, с. 7-10.

3. Раенко М.И., Салтыков М.А., Котельникова Г.П. Исследование деформаций и построение метода расчета жесткости блоков цилиндров транспортных дизелей. - Двигатели внутреннего сгорания. - М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1983, вып. II, с. 1-4.

