

621.43

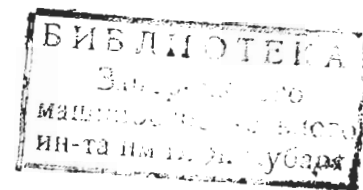
844

Диагностирование ДИЗЕЛЕЙ

944

Диагностирование ДИЗЕЛЕЙ

636224



МОСКВА

« МАШИНОСТРОЕНИЕ »

1987

3

ББК 31.365
Д44
УДК 621.436

Авторы: Е. А. Никитин, Л. В. Станиславский, Э. А. Улановский,
О. П. Дзедина, В. Г. Алексеев, В. Г. Щетинин, С. Н. Самойлов

Рецензент д-р техн. наук проф. А. В. Николаенко



Диагностирование дизелей/Е. А. Никитин, Л. В. Станиславский, Э. А. Улановский и др. — М.: Машиностроение, 1987 — 224 с.: ил.
(В пер.): 1 р. 20 к.

Описаны методы оценки совершенства и технического состояния дизелей. Впервые в систематизированном виде рассмотрены вопросы создания систем технического диагностирования дизелей (СТД). Изложены состав и принципы построения СТД, требования к системам измерений, математическому обеспечению. Приведены примеры конкретных технических решений. Для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, конструированием, исследованием и эксплуатацией дизелей.

Д 2303020000-293
038(01)-87 293-87

ББК 31.365

© Издательство «Машиностроение», 1987

ВВЕДЕНИЕ

В «Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года» перед машиностроением поставлена задача обеспечения создания и освоения выпуска автоматических средств технического диагностирования машин и оборудования.

Наиболее важными показателями поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) являются надежность и эффективность функционирования. Оба эти показателя формируются на стадии разработки, создания и изготовления ДВС и реализуются в период эксплуатации. При эксплуатации происходят необратимые изменения в конструкции, связанные с ухудшением технического состояния ее структурных подразделений, которые приводят к постоянным или внезапным отказам.

Стремление предупредить отказы обусловило разработку планово-предупредительной системы обслуживания и ремонта двигателей. Создание таких систем основано на опыте и практике эксплуатации ДВС определенного класса и назначения. Интервалы между обслуживаниями и ремонтами, их объем и содержание формируются на основе статистических данных. При этом не учитываются особенности конкретной конструкции, а рассматриваются определенный тип, модификация двигателя и т. д. Основанная на таком подходе (методе статистического диагностирования) система обслуживания и ремонта имеет недостатки:

ремонтно-регулирующим работам подвергается двигатель, находящийся в удовлетворительном состоянии и не нуждающийся в таких работах;

наступивший в период эксплуатации скрытый отказ устраняется только во время регламентных работ.

При такой системе обслуживания имеется субъективный подход к оценке интервала эксплуатации между обслуживаниями и ремонтами ДВС, объема и содержания работ. В результате в ряде случаев могут быть приняты меры, не способствующие улучшению технического состояния узла, агрегата, системы и двигателя в целом. При этом увеличиваются эксплуатационные

расходы вследствие уменьшения объема произведенной работы из-за отказов и поисков их причин; снижения полного ресурса двигателя в результате несвоевременности восстановительных работ и несоответствия их объема и содержания фактическому состоянию двигателя; снижения эксплуатационного КПД из-за несвоевременного поддержания и восстановления технического состояния; проведения восстановительных ремонтно-регулирующих работ, не требуемых по фактическому состоянию; повышения трудовых затрат ввиду необоснованного, не нужного для конкретной конструкции по ее техническому состоянию объема работ, и из-за несвоевременного проведения необходимых по фактическому состоянию ремонта и обслуживания; увеличения расхода горючесмазочных материалов, обусловленного расхождением фактического технического уровня с достижимым при выполнении необходимых мероприятий.

Указанные недостатки устранимы при использовании методов функционального диагностирования, обеспечивающего индивидуализацию оценки состояния объекта в течение всего срока его эксплуатации. Применение функционального диагностирования позволяет отказаться от регламентации работ через определенные фиксированные промежутки эксплуатации и перейти к работам, объем и содержание которых определяются фактическим состоянием объекта. Таким образом могут быть обеспечены своевременные меры по поддержанию эксплуатируемого объекта на высоком техническом уровне в течение длительного срока.

Суммируя накопленный опыт эксплуатации дизелей, оснащенных системами технического диагностирования (СТД), можно оценить ожидаемый эффект от увеличения межремонтного периода работы, роста эксплуатационного КПД установки, повышения надежности, сокращения потребности в запасных частях, уменьшения затрат на техническое обслуживание, сокращения времени поиска причин отказов.

I. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ ДИАГНОСТИРОВАНИИ ДИЗЕЛЕЙ

Аспекты технической диагностики

Созданию двигателя предшествуют широкие расчетные исследования. Однако незнание ряда закономерностей процессов и явлений, происходящих в двигателе, требует последующей опытной проверки. Наступающий затем период доводочных работ принято называть периодом оптимизации показателей и параметров ДВС. При этом преследуется цель выбора таких сочетаний конструктивных размеров и соотношений, которые позволили бы достигнуть лучших или наилучших (при заданных выходных данных) энергетических, экономических, токсических и других показателей.

Следовательно, уже на стадии создания и доводки ведется поиск таких решений, которые обеспечили бы совершенство конструкции ДВС на данном уровне развития теории и практики двигателестроения. Например, достижение наилучших показателей смесеобразования и сгорания осуществляется в результате перебора и опытной проверки большого числа отверстий распылителя форсунки, их размеров и расположения в сочетании с конфигурацией камеры сгорания, определяемой формой днища поршня, количеством, размерами и расположением клапанов и т. д. Анализ полученных опытных данных при различных сочетаниях выбранных определяющих размеров и регулировочных параметров позволяет выбрать наилучший вариант. Принятое решение обычно является результатом диагностического исследования конструкции [16, 17, 21, 27, 60].

В период эксплуатации технического объекта, в том числе поршневого двигателя, ставятся задачи поддержания его показателей на необходимом уровне в течение определенного срока эксплуатации. Эти задачи вытекают из требований надежности и эффективности функционирования двигателя.

Предусмотренные в эксплуатации профилактические воздействия направлены на поддержание технического состояния элементов конструкции и ДВС в целом на высоком уровне и на обеспечение как можно меньшего его изменения. Широко известны и регламентируются такие работы, как ремонт зеркала цилиндра, замена поршневых колец и вкладышей коленчатого вала, ремонт шатунных и коренных шеек, регулирование меха-

низма газораспределения и т. д. Все они направлены на получение наиболее оптимального сочетания размеров сопряженных элементов для замедления их последующего изменения вследствие изнашивания, отложений (смол, сажи, лаков, накипи) и т. д.

Задачи эксплуатационного диагностирования являются замыкающим звеном в системном подходе к реализации проблемы минимизации суммарных затрат на разработку, изготовление и эксплуатацию ДВС.

Разделение диагностирования на стендовое (или научно-исследовательское) и эксплуатационное в определенной степени условно, так как оценка технического состояния объекта в эксплуатации является также и оценкой технического совершенства конструкции в данный момент времени. В то же время при исследовательском и эксплуатационном диагностировании возможности реализации решений различны. Для первого, как правило, нет ограничений во времени принятия решений. Для достижения объективного, обоснованного выбора решений могут быть использованы различные методы и средства, определяющие высокую точность. В большинстве случаев не накладываются ограничения на массовые и габаритные показатели устройства измерения и регистрации, их стоимость, показатели надежности и т. д.

Для эксплуатационного диагностирования характерна необходимость установления быстрого диагноза надежными, но простыми и недорогими средствами. При этом чаще всего на массу, размеры и стоимость диагностических комплексов накладывают некоторые ограничения. По указанной и другим причинам ряд методов, нашедших применение в исследовательских работах, не может быть реализован на практике из-за малого быстродействия устройств, сложности обработки получаемых исходных данных и т. д.

В настоящее время техническое диагностирование получает все более широкое распространение. Основной его особенностью является исключение субъективности оценки технического состояния объекта, что возможно при решении задач установления диагноза с помощью специальных технических средств. Вследствие многообразия типов ДВС, области их применения, условий эксплуатации различны подходы к проблеме диагностирования.

Полагая, что процессы и явления, происходящие в двигателе, определяются сочетанием размеров и соотношений конструктивных элементов, целесообразно считать исходным при диагностировании структурный параметр. Он представляет собой какой-либо определяющий размер или сочетание размеров, толщину отложения (смол, сажи, лаков), величину деформации и т. д.

Невозможность в большинстве случаев прямого измерения структурного параметра в работающем объекте приводит к не-

обходимости поиска таких заменяющих параметров, которые находились бы в тесной связи со структурным параметром и являлись бы вследствие этого информативными. Каждый из них может с приемлемой степенью точности характеризовать структурный параметр и выбираться в качестве диагностического.

Совокупность структурных и режимных параметров и параметров внешней среды определяет показатели эффективности функционирования дизеля. Режимные параметры тесно связаны с техническим состоянием двигателя, в котором по мере эксплуатации происходят все более значительные отклонения от исходного состояния. На определенной стадии эксплуатации наблюдается переход узлов, агрегатов и дизеля в целом в неработоспособное состояние. Это связано с выходом конструктивных параметров за допустимые пределы в результате их постепенных или внезапных изменений. Если n_k — количество основных структурных параметров дизеля, то формально существует $(2^{n_k} - 1)$ различных классов неработоспособных состояний дизеля, большинство из которых, как показала практика, встречаются редко. Так, судовые дизели включают от 5000 до 15000 деталей, из которых отказы происходят в 60...90 деталях, принадлежащих 7...10 наименованиям [8]. Таким образом, на 0,6...1,5 % деталей приходится 80...90 % всех отказов, из которых 37...63 % относятся к постепенным, и ~30 % внезапных отказов могут перейти в разряд постепенных при установке соответствующих средств контроля.

В табл. 1 приведены статистические данные относительной частоты отказов различных узлов девяти типов судовых малооборотных дизелей [8]. Данные табл. 1 отражают реализуемый в настоящее время уровень локализации отказов малооборотных

Таблица 1

Основной узел, агрегат	Относительная частота отказов		
	наименьшая	наибольшая	средняя
Втулка цилиндра	0,020	0,118	0,042
Крышка цилиндров	0,051	0,101	0,017
Клапанный механизм	0,015	0,251	0,072
Привод механизма газораспределения	0,012	0,062	0,032
Топливный насос	0,015	0,252	0,090
Форсунка	0,015	0,407	0,105
Турбокомпрессор	0,012	0,190	0,054
Трубопровод	0,021	0,206	0,096
Кривошипно-шатунный механизм	0,002	0,508	0,096
Коленчатый вал и подшипники	0,006	0,108	0,021
Воздухораспределитель	0,003	0,041	0,014
Навесные механизмы	0,101	0,260	0,125
Прочие			0,24

судовых дизелей, который ограничивается в основном установлением состояния отдельных сравнительно крупных агрегатов и узлов. Эти данные свидетельствуют о большой вариации значений относительных частот отказов структурных подразделений рассматриваемых моделей. В качестве структурного подразделения рассматривается совокупность функционально связанных элементов конструкции, состояние которых можно оценивать общими диагностическими параметрами. Так, отношение наибольшей частоты отказов к наименьшей для крышки цилиндров приблизительно равно 2, для втулки цилиндра 6, для форсунки 27, для коленчатого вала 18, для кривошипно-шатунного механизма 254. Это необходимо учитывать при разработке инструментальных средств оценки технического состояния конкретных дизелей. Таким образом, анализ статистических данных об относительных частотах и характере отказов структурных подразделений дизеля позволяет ограничить множество классов состояний для его конкретного типа и назначения.

При выборе диагностических параметров необходимо учитывать следующие основные требования и факторы:

количество выбранных диагностических параметров должно быть достаточным для решения задачи установления класса состояния дизеля до заданного уровня локализации;

уровень разработки математических моделей, отражающих функциональные или статистические связи между конструктивными параметрами дизеля, режимными и диагностическими параметрами;

наличие и точность существующих средств измерения информативных параметров дизеля и возможность разработки новых средств, удовлетворяющих требованиям к классу точности, размерам, условиям эксплуатации, стоимости и т. п.;

возможность связи разрабатываемой СТД с вычислительными средствами, в частности с ЭВМ, без использования которых решение систем уравнений, описывающих функционирование дизеля, практически неосуществимо;

область использования и назначение СТД;

экономическую целесообразность разработки и использования СТД;

отечественный и зарубежный опыт разработки приборов и СТД.

Определение информативной ценности параметров

Одной из важных задач диагностирования является определение ценности выбранных параметров для формирования информационных критериев. Для удобства оценки состояния объекта диагностирования часто непрерывному информативному параметру x_j , имеющему нижнее x_{jn} и верхнее x_{jv} допустимые значения, ставится в соответствие некоторый признак P_j , имею-

Таблица 2

Диагноз	Диагностический признак												$P(D_i)$
	P_i		P_a			...	P_j			P_m		P_0	
	P_{i1}	P_{i2}	P_{i3}	P_{a1}	P_{a2}	P_{a3}	P_{j1}	P_{j2}	P_{j3}	P_{m1}	P_{m2}		
D_1													$P(D_1)$
D_2													$P(D_2)$
...	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
D_l													$P(D_l)$
...	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
D_n													$P(D_n)$
$P(P_{i/s})$	$P(P_{i1})P(P_{i2})P(P_{i3})$	$P(P_{a1})P(P_{a2})P(P_{a3})$	$P(P_{j1})P(P_{j2})P(P_{j3})$	$P(P_{m1})P(P_{m2})P(P_{m3})$	...	$P(P_{i1})P(P_{i2})P(P_{i3})$	$P(P_{j1})P(P_{j2})P(P_{j3})$	$P(P_{m1})P(P_{m2})P(P_{m3})$	...	$P(P_{m1})P(P_{m2})P(P_{m3})$	—	—	—

Примечание. P_0 — признаки, не диагностируемые с помощью разрабатываемой СТД.

ший определенное число разрядов. В случае наиболее широко распространенных двух- и трехразрядных признаков вводят соответственно следующие обозначения:

$$P_j = \begin{cases} P_{j1} & \text{при } x_j \in [x_{iH}, x_{iB}]; \\ P_{j2} & \text{при } x_j \in [x_{iH}, x_{iB}]; \\ P_{j3} & \text{при } x_j > x_{jB}. \end{cases}$$

Признаки могут иметь и большее число разрядов, вводимых с помощью аналогичных определений.

Задача определения ценности признаков разрешима только при наличии достаточного объема статистических наблюдений за информативными параметрами в течение промежутка времени, на котором вырабатывается ресурс подконтрольных структурных подразделений дизеля. Результаты статистических наблюдений за изменениями параметров вносят в табл. 2, в которой в качестве примера рассмотрены только двух- и трехразрядные признаки. В этой таблице n — общее число состояний (диагнозов дизеля), m — число признаков. Элементами столбцов $P_1, \dots, P_m$ являются условные вероятности разрядов признака при условии установления диагноза, расположенного в соответствующей строке. Так, $P(P_{j2}/D_i)$ — условная вероятность того, что признак P_j принял значение P_{j2} при условии диагноза D_i (неисправности i -го типа).

Приближенную оценку $P(P_{js}/D_i)$ (где s — номер разряда признака P_j) находят на основании статистических данных:

$$P(P_{js}/D_i) \approx N_{jsi}/N_i,$$

где N_i — число неисправностей i -го типа, зафиксированных в результате статистических наблюдений; N_{jsi} — число случаев, когда признак P_j находился в разряде s , при условии зафиксированной неисправности i -го типа.

Для двухразрядного признака $s=1; 2$ и $P(P_{j1}/D_i) + P(P_{j2}/D_i) = 1$, для трехразрядного $s=1; 2; 3$ и $P(P_{j1}/D_i) + P(P_{j2}/D_i) + P(P_{j3}/D_i) = 1$.

Вероятности $P(D_i)$ определяют приближенно также на основании статистических наблюдений: $P(D_i) = N_i/N$ (где N — общее число наблюдений, $N = \sum_{i=1}^n N_i$).

В последней строке табл. 2 записывают вероятности $P(P_{js})$ встречи признака P_j в разряде s :

$$P(P_{js}) = \sum_{i=1}^n P(P_{js}/D_i) P(D_i). \quad (1)$$

В соответствии с формулой (1) диагностическая ценность $diz(P_j/D_i)$ двухразрядного признака P_j по отношению к диагнозу D_i может быть определена по формуле

$$diz(P_j/D_i) = \sum_{s=1}^2 P(P_{js}/D_i) \log_2 \frac{P(P_{js}/D_i)}{P(P_{js})}.$$

Аналогично определяется диагностическая ценность трехразрядного признака:

$$diz(P_j/D_i) = \sum_{s=1}^3 P(P_{js}/D_i) \log_2 \frac{P(P_{js}/D_i)}{P(P_{js})}. \quad (2)$$

Общая диагностическая ценность признака P_j для всей системы диагнозов $\{D_i\}_{i=1}^n$

$$diz P_j = \sum_{i=1}^n \sum_{s=1}^r P(D_i) P(P_{js}/D_i) \log_2 \frac{P(P_{js}/D_i)}{P(P_{js})}, \quad (3)$$

где r — число разрядов признака P_j .

Если признак P_j не зависит от диагноза D_i , то $P(P_{js}/D_i) = P(P_{js})$ и $\log_2[P(P_{js}/D_i)/P(P_{js})] = \log_2[P(P_{js})/P(P_{js})] = \log_2 1 = 0$. Отсюда следует, что диагностическая ценность признака, определяемая по формулам (2) и (3), в случае независимости признака от диагноза равна нулю. Диагностическая ценность признака будет наибольшей, если признак вообще встречается редко, т. е. вероятность $P(P_{js})$ мала, а при диагнозе D_i признак встречается часто, т. е. условная вероятность $P(P_{js}/D_i)$ относительно велика. При этом условии величины $\log_2[P(P_{js}/D_i)/P(P_{js})]$, а следовательно, и $diz(P_{js}/D_i)$ будут относительно большими. Таким образом, свойства критерия $diz(P_{js}/D_i)$ соответствуют интуитивным представлениям о фактической ценности признака для целей диагностирования.

Определив диагностическую ценность каждого из признаков для всей системы диагнозов, можно составить ранжированную последовательность признаков, в которой они расположены в порядке убывания $diz(P_j/\{D_i\})$, т. е. если P_j^R — j -й признак в ранжированной последовательности $\{P_j^R\}_{j=1}^n$, то $diz P_j^R > diz P_{j+1}^R$. Ранжированная последовательность признаков позволяет объективно выделить наиболее существенные признаки и сравнить их между собой по уровню информативности. Окончательное решение об использовании параметра для диагностирования может быть принято на основе технико-экономических исследований.

Вероятностные и статистические методы

Метод Байеса. Использование метода Байеса при диагностировании возможно только при наличии статистических данных об изменении структур-

ных и диагностических параметров, полученных при всех видах испытаний и ремонтов дизеля. В результате обработки этих данных заполняют табл. 2 и проводят исследование по m -мерному комплексу параметров $P = (P_1, P_2, \dots, P_m)$, в котором каждый из признаков имеет r разрядов (r равно либо 2, либо 3). Затем измеряют и устанавливают разряд каждого признака $P^0 = (P_1^0, P_2^0, \dots, P_m^0)$.

По формуле Байеса

$$P(D_i/P^0) = P(D_i) P(P^0/D_i) / \sum_{k=1}^n P(D_k) P(P^0/D_k),$$

где $P(D_i/P^0)$ — условная вероятность диагноза D_i при условии, что диагностические параметры имеют значение $P^0 = (P_1^0, P_2^0, \dots, P_m^0)$; $P(P^0/D_i)$ — условная вероятность того, что диагностические параметры станут равны значениям $P_1^0, P_2^0, \dots, P_m^0$ при условии, что дизель находится в состоянии неисправности i -го типа.

Следует отметить, что P_j^0 не точное значение параметра, а один из разрядов. Если параметры P_j (где $j=1, m$) независимы в совокупности, то $P(P^0/D_i) = P(P_1^0/D_i) P(P_2^0/D_i) \dots P(P_m^0/D_i)$.

Основное решающее правило в методе Байеса следующее [6, 15]: комплекс признаков P^0 устанавливает диагноз D_i , если $P(D_i/P^0) = \max\{P(D_k/P^0), k=1, m\}$. При недостаточных объеме или длительности наблюдений не все условные вероятности $P(P_j^0/D_i)$ могут быть определены. В этом случае прибегают к экспертным оценкам указанных вероятностей. Экспертные оценки проводят следующим образом. В качестве статистической оценки вероятности $P(P_{js}/D_i)$ можно принять средневзвешенную оценку мнений экспертов, т. е.

$$\bar{P}(P_{js}/D_i) = \sum_{k=1}^{N_s} P_k(P_{js}/D_i) \Phi_k / \sum_{k=1}^{N_s} \Phi_k,$$

где N_s — количество экспертов, оценивающих условные вероятности, содержащиеся в табл. 2; Φ_k — вес мнения k -го эксперта, оценивающего указанные условные вероятности; $P_k(P_{js}/D_i)$ — оценка k -м экспертом условной вероятности $P(P_{js}/D_i)$.

Метод последовательного анализа. Информация, содержащаяся в табл. 2, позволяет использовать при диагностировании метод последовательного анализа, который имеет как преимущества, так и недостатки по сравнению с методом Байеса. С помощью метода последовательного анализа проводят выбор только между двумя состояниями. Поэтому, если возможных диагнозов n , то необходимо производить не n стандартных расчетов, как в методе Байеса, а $0,5(n-1)n$.

В методе последовательного анализа можно использовать не все условные вероятности $P(P_{js}/D_i)$ ($j=1, m, s=1; 2$ или $s=1; 2; 3$), а только их часть, удовлетворяющую условиям принятия решения о состоянии объекта диагностирования. В основу принятия решения положено следующее соображение. Если $P(D_i/P^0) > P(D_k/P^0)$, то естественно принять гипотезу о наличии у объекта диагностирования неисправности i -го типа. Это условие равносильно следующему критерию принятия решения:

если $\frac{P(D_i/P^0)}{P(D_k/P^0)} > 1$, то устанавливается диагноз D_i , а если $\frac{P(D_i/P^0)}{P(D_k/P^0)} < 1$,

то диагноз D_k при наличии комплекса измеренных параметров $P^0 = (P_1^0, P_2^0, \dots, P_m^0)$.

При решении задач диагностирования в этих неравенствах устанавливают некоторые границы a и b , используемые для принятия решения. Обычно верхняя граница $a > 1$, а нижняя граница $b < 1$. Если $b < \frac{P(D_i/P^0)}{P(D_k/P^0)} < a$, то решения не принимают и требуются дополнительные исследования.

При $\frac{P(D_i/P^0)}{P(D_k/P^0)} > a$ устанавливается диагноз D_i , а при $\frac{P(D_i/P^0)}{P(D_k/P^0)} < b$ — диагноз D_k .

Данные табл. 2 не позволяют непосредственно выбрать значения $P(D_i/P^0)$ и $P(D_k/P^0)$, но их легко вычислить на основании информации, содержащейся в ней, и теоремы умножения. Действительно, $P(D_i/P^0) = P(D_i) P(P^0/D_i) = P(P^0) P(D_i/P^0)$, откуда

$$P(D_i/P^0) = \frac{P(D_i) P(P^0/D_i)}{P(P^0)}.$$

Аналогично

$$P(D_k/P^0) = \frac{P(D_k) P(P^0/D_k)}{P(P^0)}.$$

Если параметры $P_1^0, P_2^0, \dots, P_m^0$, составляющие комплекс P^0 , независимы, то

$$\frac{P(D_i/P^0)}{P(D_k/P^0)} = \frac{P(D_i) P(P^0/D_i)}{P(D_k) P(P^0/D_k)} = \frac{P(D_i) P(P_1^0/D_i) \dots P(P_m^0/D_i)}{P(D_k) P(P_1^0/D_k) \dots P(P_m^0/D_k)}. \quad (4)$$

Условие, требующее дополнительных исследований, с учетом (4) можно записать в виде

$$b < \frac{P(D_i) P(P_1^0/D_i) P(P_2^0/D_i) \dots P(P_m^0/D_i)}{P(D_k) P(P_1^0/D_k) P(P_2^0/D_k) \dots P(P_m^0/D_k)} < a. \quad (5)$$

Учитывая, что $P(D_i)$ и $P(D_k)$ не зависят от P^0 и постоянны для объекта диагностирования, после деления всех частей неравенства (5) на $P(D_i)/P(D_k)$ получим

$$B < \frac{P(P_1^0/D_i) P(P_2^0/D_i) \dots P(P_m^0/D_i)}{P(P_1^0/D_k) P(P_2^0/D_k) \dots P(P_m^0/D_k)} < A, \quad (6)$$

где A и B — границы принятия решений, $A = aP(D_k)/P(D_i)$, $B = bP(D_k)/P(D_i)$.

При использовании метода последовательного анализа вычисления по формуле (6) выполняют последовательно. На первом шаге вычисляют отношение $\gamma_1 = P(P_1^0/D_i)/P(P_1^0/D_k)$. При $\gamma_1 < B$ устанавливают диагноз D_k , при $\gamma_1 > A$ — диагноз D_i . В случае $B < \gamma_1 < A$ производят дальнейшее исследование и вычисляют $\gamma_2 = \frac{P(P_1^0/D_i) P(P_2^0/D_i)}{P(P_1^0/D_k) P(P_2^0/D_k)}$. Как и на первом шаге, диагнозы устанавливают в случае $\gamma_2 < B$ или $\gamma_2 > A$. Если $B < \gamma_2 < A$, то исследование продолжается.

На r -м шаге вычисляют величину

$$\gamma_r = \frac{P(P_1^0/D_i) P(P_2^0/D_i) \dots P(P_r^0/D_i)}{P(P_1^0/D_k) P(P_2^0/D_k) \dots P(P_r^0/D_k)} \quad (7)$$

и сравнивают ее с B и A . Затем принимают решение уже установленным выше способом. Число шагов при испытании $1 \leq r \leq m$. Если диагноз не установлен и на $(m-1)$ -м шаге, то на m -м шаге также вычисляют γ_m . Если γ_m удовлетворяет неравенству (6), то не представляется возможным различить диагнозы D_i и D_k . Поэтому переходят к сравнению следующей пары D_{i+1} и D_{k+1} , и цикл вычислений повторяют. Вычисления прекращают, если установлен диагноз на некотором шаге определенного цикла, в противном случае проводят вычисления на всех $0,5n(n-1)$ циклах.

Использование математических моделей объекта диагностирования

При решении задач диагностирования все более широкое применение находят математические модели процессов в различных агрегатах дизелей. Их разрабатывают на основе закономерностей механических, физических, газодинамических и химических процессов, протекающих в дизеле. При этом используют как теоретические разработки, так и результаты экспериментальных исследований. Зависимость между многими параметрами процессов имеет сложный характер, что затрудняет решение задач диагностирования. Поэтому при разработке математических моделей в ряде случаев применяют обоснованные упрощения, заменяя дифференциальные уравнения в достаточной степени эквивалентными эмпирическими зависимостями, а нелинейные функциональные зависимости — линейными и т. п. Ниже рассматривается только общий подход к постановке и решению задачи диагностирования с учетом предполагаемых упрощений.

Обычно при разработке математической модели процессов учитывают следующие параметры:

x_i и x_i^0 , $i = \overline{1, n}$ — соответственно структурные параметры, существенное изменение которых свидетельствует о неисправности дизеля, и номинальные значения этих параметров;

y_i и y_i^0 , $i = \overline{1, h}$ — соответственно параметры, характеризующие состояние внешней среды, оказывающей существенное воздействие на работу дизеля, и их средние значения;

z_i , $i = \overline{1, s}$ — параметры, характеризующие режим работы дизеля;

U_i , U_i^0 и ΔU_i^0 , $i = \overline{1, m}$ — соответственно диагностические параметры дизеля, средние значения этих параметров и допустимые их отклонения;

n, m, h, s — число соответствующих параметров;

ξ — обобщенное значение неучтенных показателей, несущественно влияющих на эффективность работы дизеля.

Общим диагностическим показателем может быть выбран вектор $\vec{U} = (U_1, U_2, \dots, U_m)$, а областью нормального функционирования — m -мерный параллелепипед $\Omega = (U_1^0 - \Delta U_1 \leq U_1 \leq U_1^0 + \Delta U_1, U_2^0 - \Delta U_2 \leq U_2 \leq U_2^0 + \Delta U_2, \dots, U_m^0 - \Delta U_m \leq U_m \leq U_m^0 + \Delta U_m)$.

При $\vec{U} \in \Omega$ дизель находится в работоспособном состоянии. Если в качестве общего диагностического показателя выбирают вектор отклонений от номинальных значений диагностических параметров

$\vec{\Delta U} = (U_1 - U_1^0, U_2 - U_2^0, \dots, U_m - U_m^0)$, то областью работоспособного состояния является параллелепипед $\Omega_0 = (-\Delta U_1^0 \leq \Delta U_1 \leq \Delta U_1^0, -\Delta U_2^0 \leq \Delta U_2 \leq \Delta U_2^0, \dots, -\Delta U_m^0 \leq \Delta U_m \leq \Delta U_m^0)$.

В процессе научно-исследовательских работ и проектирова-

ния дизеля между названными выше параметрами устанавливают функциональные зависимости, которые в общем случае имеют вид:

$$F_k(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}, \vec{U}) = 0, \quad k = \overline{1, m}, \quad (8)$$

где $\vec{x}$, $\vec{y}$ и $\vec{z}$ — соответственно векторы $\vec{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n)$, $\vec{y} = (y_1, y_2, \dots, y_h)$, $\vec{z} = (z_1, z_2, \dots, z_s)$.

При решении задач диагностирования рекомендуется проводить контрольные испытания дизеля на одном и том же режиме, в связи с чем вектор $\vec{z}$ в выражении (8) можно рассматривать как константу.

Как показали многочисленные исследования [36, 54], зависимость параметров x_i от условий внешней среды с достаточной степенью можно считать линейной, т. е.

$$x_i(\vec{y}) = x_i(\vec{y}^0) \left(1 + \sum_{j=1}^h a_{ij} \delta y_j \right),$$

где $x_i(\vec{y})$ — значение x_i при параметрах окружающей среды, характеризуемых вектором $\vec{y}$; $x_i(\vec{y}^0)$ — значение x_i при средних значениях параметров окружающей среды, характеризуемых вектором $\vec{y}^0 = (y_1^0, y_2^0, \dots, y_h^0)$; a_{ij} — экспериментально определяемые коэффициенты; $\delta y_j = (y_j - y_j^0) / y_j^0$.

При диагностировании величины $\vec{y}$, $\vec{z}$ обычно бывают известны. Поэтому зависимость (8) фактически связывает векторы $\vec{x}$ и $\vec{U}$ при некоторых фиксированных векторах $\vec{y}$ и $\vec{z}$:

$$\Phi_k(\vec{x}, \vec{U}, \xi) = 0, \quad k = \overline{1, m}. \quad (9)$$

Если величину ξ считать случайной, то системы уравнений (9) представляют стохастическую модель диагностируемого объекта. Если же величиной ξ можно пренебречь, то система уравнений (9) преобразуется в детерминированную математическую модель объекта:

$$\Phi_k(\vec{x}, \vec{U}) = 0, \quad k = \overline{1, m}. \quad (10)$$

В частных случаях, наиболее удобных для исследования, некоторые из зависимостей (9) позволяют явно выразить некоторый диагностический параметр U_j через параметры $x_1, x_2, \dots, x_n$:

$$U_j = f_j(\vec{x}). \quad (11)$$

Как известно, система m уравнений $\Phi_k(\vec{x}, \vec{U})=0, k=\overline{1, m}$, определяющих неявно m параметров $U_1, U_2, \dots, U_m$, разрешима относительно этих параметров и может быть представлена в явном виде $U_j=f_j(\vec{x}), j=\overline{1, m}$, в окрестности некоторой точки $(x_1^0, x_2^0, \dots, x_n^0, U_1^0, U_2^0, \dots, U_m^0)$, удовлетворяющей системе уравнений, если все функции $\Phi_k(\vec{x}, \vec{U})$ дифференцируемы в окрестности этой точки по переменным $U_1, U_2, \dots, U_m$, все частные производные $\frac{\partial \Phi_k}{\partial U_j}, k, j=\overline{1, m}$, непрерывны в этой точке, и якобиан

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial \Phi_1}{\partial U_1} & \frac{\partial \Phi_1}{\partial U_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_1}{\partial U_m} \\ \frac{\partial \Phi_2}{\partial U_1} & \frac{\partial \Phi_2}{\partial U_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_2}{\partial U_m} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial \Phi_m}{\partial U_1} & \frac{\partial \Phi_m}{\partial U_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_m}{\partial U_m} \end{vmatrix}$$

в указанной точке отличен от нуля.

Приведенные условия разрешимости системы неявных функций (10) в виде (11) являются лишь признаком разрешимости, в то время как общего алгоритма решения этой задачи не существует и практическое представление системы (10) в виде (11) связано со значительными трудностями. Следует отметить, что на практике математическая модель объекта диагностирования, как правило, имеет смешанный вид:

$$\left. \begin{aligned} \Phi_k(\vec{x}, \vec{U}) &= 0, \quad k = \overline{1, m_1}; \\ U_j &= f_j(\vec{x}), \quad j = m_1 + 1, m. \end{aligned} \right\}$$

Так как любое из уравнений (11) может быть приведено к виду (10), если записать $U_j - f_j(\vec{x}) = 0$ и ввести вектор $\vec{U} = (0, 0, \dots, U_j, \dots, 0, 0)$, то систему уравнений (10) следует считать общей математической моделью объекта.

Таким образом, диагностической математической моделью объекта является система уравнений (10), в которой компоненты вектора $\vec{x}$ измеряют, а компоненты вектора $\vec{U}$ находят в результате решений системы уравнений. Если $\vec{U} \in \Omega_i$, то дизель находится в состоянии неисправности i -го типа. Структуру множеств Ω_i устанавливают по результатам испытаний, наблюдений на стадии эксплуатации, исследований в процессе ремонта.

Общего метода решения системы нелинейных уравнений (10) не существует. Можно использовать либо различные численные методы решения этой системы, либо при небольших отклонениях параметров Δx_i от номинального значения x_i^0 linearизовать уравнения (10) в окрестности некоторой точки $(\vec{x}^0, \vec{U}^0)$ и решать систему линейных алгебраических уравнений известными методами (Крамера, Гаусса и др.) Аналитическое решение систем линейных алгебраических уравнений позволяет исследовать полученные общие решения, выделить параметры, наиболее тесно связанные с показателями функционирования дизеля, что неосуществимо при численных методах решения. Идея linearизации уравнений системы (10) положена в основу расчета [47, 70] и диагностирования [4] ДВС методом малых отклонений.

Рассмотрим реализацию этой идеи для наиболее простого вида математической модели дизеля. Пусть $U_j = f_j(\vec{x})$. Раскладывая эту функцию в ряд Тейлора в окрестности точки $\vec{x}^0$, получим

$$U_j = f_j(\vec{x}) = f_j(\vec{x}^0) + \sum_{i=1}^n \frac{\partial f_j(\vec{x}^0)}{\partial x_i} (x_i - x_i^0) + R_j(\vec{x}), \quad (12)$$

где $R_j(\vec{x})$ — остаток ряда.

В практических вычислениях главная часть $R_j(\vec{x})$ определяется членами разложения второго порядка:

$$R_j \approx \frac{1}{2!} \sum_{i=1}^n \sum_{r=1}^n \frac{\partial^2 f_j(\vec{x}^0)}{\partial x_i \partial x_r} (x_i - x_i^0) (x_r - x_r^0). \quad (13)$$

При условии $0 < \frac{x_i - x_i^0}{x_i^0} < 0,1$ и с учетом того, что в вектор $\vec{x}$

для каждого уравнения вида (12) входит не более пяти — семи параметров, остатком R_j пренебрегают. Тогда выражение (13) принимает вид

$$U_j - f_j(\vec{x}^0) = \sum_{i=1}^n \frac{\partial f_j(\vec{x}^0)}{\partial x_i} (x_i - x_i^0).$$

Учитывая, что $f_j(\vec{x}^0) = U_j^0$, и обозначив $(x_i - x_i^0)/x_i^0 = \delta x_i$,

$$\frac{U_j - U_j^0}{U_j^0} = \delta U_j \text{ и } \frac{\partial f_j(\vec{x}^0)}{\partial x_i} \frac{x_i^0}{U_j^0} = a_{ji}, \text{ получим}$$

$$\delta U_j = \sum_{i=1}^n a_{ji} \delta x_i, \quad (14)$$

где δx_i и δU_j — относительные изменения параметров.

Именно в виде выражения (14) или близком к нему рассматривают детерминированную математическую линейную модель объекта диагностирования.

Не всегда от уравнений системы (10) можно перейти к уравнениям (11), поэтому рассмотрим задачу линейаризации математической модели для общего случая (10). Запишем уравнения (10) в виде

$$\Phi_k(x_1, x_2, \dots, x_n, U_1, U_2, \dots, U_m) = 0, \quad k = \overline{1, m}. \quad (15)$$

Дифференцируя эти уравнения в окрестности точки $(\vec{x}^0, \vec{U}^0)$, получим систему уравнений:

$$\sum_{j=1}^m \frac{\partial \Phi_k(\vec{x}^0, \vec{U}^0)}{\partial U_j} dU_j = - \sum_{i=1}^n \frac{\partial \Phi_k(\vec{x}^0, \vec{U}^0)}{\partial x_i} dx_i, \quad k = \overline{1, m}. \quad (16)$$

Введем матрицы:

$$\left\| \frac{\partial \Phi_k}{\partial U_j} \right\| = \begin{vmatrix} \frac{\partial \Phi_1}{\partial U_1} & \frac{\partial \Phi_1}{\partial U_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_1}{\partial U_m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial \Phi_m}{\partial U_1} & \frac{\partial \Phi_m}{\partial U_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_m}{\partial U_m} \end{vmatrix}; \quad \left\| dU_j \right\| = \begin{vmatrix} dU_1 \\ dU_2 \\ \vdots \\ dU_m \end{vmatrix};$$

$$\left\| dx_i \right\| = \begin{vmatrix} dx_1 \\ dx_2 \\ \vdots \\ dx_n \end{vmatrix}; \quad \left\| \frac{\partial \Phi_k}{\partial x_i} \right\| = \begin{vmatrix} \frac{\partial \Phi_1}{\partial x_1} & \frac{\partial \Phi_1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_1}{\partial x_n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial \Phi_m}{\partial x_1} & \frac{\partial \Phi_m}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_m}{\partial x_n} \end{vmatrix}.$$

Тогда систему (16) можно записать в матричном виде

$$\left\| \frac{\partial \Phi_k}{\partial U_j} \right\| \left\| dU_j \right\| = \left\| \frac{\partial \Phi_k}{\partial x_i} \right\| \left\| dx_i \right\|. \quad (17)$$

Если матрица $\left\| \frac{\partial \Phi_k}{\partial U_j} \right\|$ невырожденная, то систему (17) можно решить относительно dU_j :

$$\left\| dU_j \right\| = \left\| \frac{\partial \Phi_k}{\partial U_j} \right\|^{-1} \left\| \frac{\partial \Phi_k}{\partial x_i} \right\| \left\| dx_i \right\|. \quad (18)$$

В системе уравнений (16) частные производные вычисляют в точке $(\vec{x}^0, \vec{U}^0)$, удовлетворяющей системе уравнений (15). Численные значения $\vec{x}^0 = (x_1^0, x_2^0, \dots, x_n^0)$ являются исходными параметрами. Их замеряют на стадии стендовых или промышленных испытаний дизеля. Компоненты вектора $\vec{U}^0$ замеряют,

если это возможно, либо рассчитывают аналитическими, графическими или численными методами с использованием модели (10).

Решение системы (17) возможно, если ЭВМ имеет программы умножения и обращения матриц. Если систему (16) решают с использованием микроЭВМ, то решение удобно записывать с помощью формул Крамера. Пусть определитель системы (16)

$$\Delta = \begin{vmatrix} \frac{\partial \Phi_1}{\partial U_1} & \frac{\partial \Phi_1}{\partial U_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_1}{\partial U_m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial \Phi_m}{\partial U_1} & \frac{\partial \Phi_m}{\partial U_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_m}{\partial U_m} \end{vmatrix}.$$

Обозначим

$$\Delta_j = \begin{vmatrix} \frac{\partial \Phi_1}{\partial U_1} & \frac{\partial \Phi_1}{\partial U_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_1}{\partial U_{j-1}} & - \sum_{i=1}^n \frac{\partial \Phi_1}{\partial x_i} dx_i & \frac{\partial \Phi_1}{\partial U_{j+1}} & \dots & \frac{\partial \Phi_1}{\partial U_m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial \Phi_l}{\partial U_1} & \frac{\partial \Phi_l}{\partial U_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_l}{\partial U_{j-1}} & - \sum_{i=1}^n \frac{\partial \Phi_l}{\partial x_i} dx_i & \frac{\partial \Phi_l}{\partial U_{j+1}} & \dots & \frac{\partial \Phi_l}{\partial U_m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial \Phi_m}{\partial U_1} & \frac{\partial \Phi_m}{\partial U_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_m}{\partial U_{j-1}} & - \sum_{i=1}^n \frac{\partial \Phi_m}{\partial x_i} dx_i & \frac{\partial \Phi_m}{\partial U_{j+1}} & \dots & \frac{\partial \Phi_m}{\partial U_m} \end{vmatrix}. \quad (19)$$

$$\text{Тогда } dU_j = \frac{\Delta_j}{\Delta}, \quad j = \overline{1, m}.$$

После преобразований получим

$$dU_j = - \frac{1}{\Delta} \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m A_{kj} \frac{\partial \Phi_k}{\partial x_i} dx_i, \quad (20)$$

где A_{kj} — алгебраическое дополнение элемента с индексом kj определителя (19).

Переходя к относительным единицам, получим

$$\delta U_j = - \frac{1}{U_j^0 \Delta} \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m A_{kj} \frac{\partial \Phi_k}{\partial x_i} x_i^0 \delta x_i, \quad j = \overline{1, m}, \quad (21)$$

$$\text{где } \delta U_j = \frac{dU_j}{U_j^0}; \quad \delta x_i = \frac{dx_i}{x_i^0}; \quad dU_j = U_j - f(\vec{x}^0); \quad dx_i = (x_i - x_i^0).$$

Систему (21) можно записать в виде

$$\delta U_j = \sum_{i=1}^n a_{ji} \delta x_i, \quad j = \overline{1, m}, \quad (22)$$

где

$$a_{ji} = - \frac{x_i^0}{U_j^0 \Delta} \sum_{k=1}^m A_{kj} \frac{\partial \Phi_k(x^0, U^0)}{\partial x_i}.$$

Системы уравнений (16), (18), (22) являются одной и той же линейной диагностической моделью дизеля, заданной в различной математической форме. Одной из особенностей этой модели в отличие от модели, описываемой выражением (10), является использование при установлении диагноза вектора $\delta \vec{U}$ относительных отклонений диагностических параметров от их исходных значений в исправном состоянии. Если $\delta \vec{U} \in \Omega_0$, то дизель находится в исправном состоянии, если $\delta \vec{U} \in \Omega_i$, то дизель находится в состоянии неисправности i -го типа.

Линеаризация уравнений системы (10) может привести к существенным погрешностям. Поэтому для решения нелинейной системы уравнений (10), содержащей на современном уровне развития диагностики двигателей десятки диагностических параметров, целесообразно воспользоваться численными методами (Ньютона, итераций и др.) с применением ЭВМ.

Рассмотрим возможность использования метода Ньютона—Канторовича. Пусть при диагностировании дизеля в результате измерений определено значение вектора: $\vec{x}^* = (x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*)$. Тогда система уравнений (10) примет вид

$$\Phi_k(\vec{x}^*, \vec{U}) = 0, \quad k = \overline{1, m}. \quad (23)$$

В качестве нулевого приближения решений системы (23) выбирают вектор номинальных значений $\vec{U}^0 = (U_1, U_2, \dots, U_m)$, определенный на стадии испытаний дизеля. Пусть найдено r -е приближение $\vec{U} = (U_1^{(r)}, U_2^{(r)}, \dots, U_m^{(r)})$ одного из корней $\vec{U} = (U_1, U_2, \dots, U_m)$ системы уравнений (23). Тогда $(r+1)$ -е приближение будем искать в виде

$$\vec{U}^{(r+1)} = \vec{U}^{(r)} + \Delta \vec{U}^{(r)},$$

где $\Delta \vec{U}^{(r)}$ — поправка r -го приближения, $\Delta \vec{U}^{(r)} = (\Delta U_1^{(r)}, \Delta U_2^{(r)}, \dots, \Delta U_m^{(r)})$.

Если бы r -е приближение являлось решением системы уравнений (23), то выполнялось бы равенство

$$\Phi_k(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)} + \Delta \vec{U}^{(r)}) = 0, \quad k = \overline{1, m}. \quad (24)$$

Линеаризуя систему уравнений (24) и записывая полученные результаты в матричной форме, получим

$$\|\Phi_k(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)})\| + \left\| \frac{\partial \Phi_k(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)})}{\partial U_j} \right\| \|\Delta \vec{U}^{(r)}\| = 0, \quad j, k = \overline{1, m}, \quad (25)$$

где

$$\begin{aligned} \|\Phi_k(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)})\| &= \begin{Bmatrix} \Phi_1(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)}) \\ \Phi_2(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)}) \\ \vdots \\ \Phi_m(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)}) \end{Bmatrix}; \quad \|\Delta \vec{U}^{(r)}\| = \begin{Bmatrix} \Delta U_1^{(r)} \\ \Delta U_2^{(r)} \\ \vdots \\ \Delta U_m^{(r)} \end{Bmatrix}; \\ &= \begin{Bmatrix} \frac{\partial \Phi_1(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)})}{\partial U_1} & \frac{\partial \Phi_1(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)})}{\partial U_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_1(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)})}{\partial U_m} \\ \frac{\partial \Phi_2(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)})}{\partial U_1} & \frac{\partial \Phi_2(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)})}{\partial U_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_2(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)})}{\partial U_m} \\ \frac{\partial \Phi_m(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)})}{\partial U_1} & \frac{\partial \Phi_m(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)})}{\partial U_2} & \dots & \frac{\partial \Phi_m(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)})}{\partial U_m} \end{Bmatrix}. \quad (26) \end{aligned}$$

Решая в матричной форме систему уравнений (25), получим следующее выражение для определения поправки:

$$\|\Delta \vec{U}^{(r)}\| = - \left\| \frac{\partial \Phi_k(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)})}{\partial U_j} \right\|^{-1} \|\Phi_k(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)})\|.$$

Тогда при условии, что матрица (26) невырожденная,

$$\vec{U}^{(r+1)} = \vec{U}^{(r)} - \left(\left\| \frac{\partial \Phi_k(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)})}{\partial U_j} \right\|^{-1} \|\Phi_k(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)})\| \right)^T, \quad (27)$$

где τ — символ транспонирования.

Процесс последовательного приближения будет сходиться к решению $\vec{U}$, если в выражении (27) при любом r использовать одну и ту же матрицу $\left\| \frac{\partial \Phi_k(\vec{x}^*, \vec{U}^{(r)})}{\partial U_j} \right\|$ начального приближения, что существенно упрощает весь процесс вычисления. Вычисление проводят до некоторого шага s , на котором выполняется нера-

ВЕНСТВО:

$$\left| \frac{\Phi_k(\vec{x}^*, \vec{U}^{(s)}) - \Phi_k(\vec{x}^*, \vec{U}^{(s-1)})}{\Phi_k(\vec{x}^*, \vec{U}^{(s)})} \right| \leq \alpha,$$

где α — допустимое значение относительной погрешности s -го шага приближения, в практических расчетах обычно принимают $0,001 < \alpha < 0,03$.

Статистические методы построения математической модели объекта диагностирования

Система уравнений (15), являющаяся исходной при построении линеаризованной модели объекта, имеет единственное решение относительно главной части приращений диагностических параметров dU_j , если количество уравнений системы равно числу диагностических параметров и ранги матрицы системы и расширенной матрицы равны числу уравнений. При решении задач диагностирования часто оказывается, что число уравнений системы (15) меньше числа диагностических параметров U_j . В этом случае необходимо провести дополнительные исследования для выявления недостающих зависимостей.

Иногда бывает удобным недостающие функциональные зависимости искать в виде линейных функций или полиномов [3, 4, 42, 58]. Поскольку уже известная часть математической модели объекта линеаризована, то недостающие уравнения модели естественно предположить линейными, если это в дальнейшем не будет противоречить условию адекватности. Пусть диагностический параметр U линейно зависит от параметров x_i объекта, т. е.

$$U = \sum_{i=0}^n a_i x_i + \varepsilon, \quad (28)$$

где x_0 — фиктивная переменная, введенная для удобства записей, $x_0 = 1$; ε — случайная погрешность, обусловленная влиянием неучтенных факторов и неточностью измерений.

Обычно ε имеет нормальное распределение (или с достаточной для практики степенью точности близкое к нормальному) с математическим ожиданием $M(\varepsilon) = 0$ и дисперсией $\sigma^2(\varepsilon)$.

Статистические оценки $\hat{a}_i$ коэффициентов a_i можно найти, проведя $N > n+1$ экспериментов. При этом следует различать два принципиально отличных случая:

1) параметры x_i могут быть измерены, но им в процессе эксперимента не представляется возможным задавать определенные, заранее намеченные, значения (пассивный эксперимент). Это наиболее распространенный на практике случай;

2) параметры x_i могут быть не только измерены, но им в процессе эксперимента задают заранее запланированные значения.

Такой активный эксперимент позволяет получить более простые формулы для оценки коэффициентов уравнения (28) и иметь необходимую информацию с меньшими затратами на проведение и обработку результатов. Это более редкий случай.

Рассмотрим порядок проведения и обработки результатов пассивного эксперимента, содержащего N измерений диагностического параметра U и комплекса параметров $x_1, x_2, \dots, x_n$. Пусть матрица-столбец результатов измерений диагностического параметра U_j (где j — номер измерения)

$$\|U\| = \begin{pmatrix} U_1 \\ U_2 \\ \vdots \\ U_N \end{pmatrix}, \quad (29)$$

а матрица результатов измерений комплекса параметров $x_1, x_2, \dots, x_n$:

$$\|x\| = \begin{pmatrix} x_{01} & x_{11} & x_{21} & \dots & x_{i1} & \dots & x_{n-1,1} & x_{n1} \\ x_{02} & x_{12} & x_{22} & \dots & x_{i2} & \dots & x_{n-1,2} & x_{n2} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_{0j} & x_{1j} & x_{2j} & \dots & x_{ij} & \dots & x_{n-1,j} & x_{nj} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_{0N} & x_{1N} & x_{2N} & \dots & x_{iN} & \dots & x_{n-1,N} & x_{nN} \end{pmatrix}. \quad (30)$$

Согласно методу наименьших квадратов оценки $\hat{a}_i$ можно найти из условия минимума суммы

$$S = \sum_{j=1}^N \left(U_j - \sum_{i=0}^n \hat{a}_i x_{ij} \right)^2. \quad (31)$$

Используя необходимые условия существования экстремума, из выражения (31) получим систему уравнений $\frac{\partial S}{\partial \hat{a}_i} = 0$, $i = \overline{0, n}$, которую можно записать в виде

$$\hat{a}_0 \sum_{j=1}^N x_{0j} x_{ij} + \hat{a}_1 \sum_{j=1}^N x_{1j} x_{ij} + \dots + \hat{a}_{i-1} \sum_{j=1}^N x_{i-1,j} x_{ij} + \hat{a}_i \sum_{j=1}^N x_{ij}^2 + \dots + \hat{a}_{i+1} \sum_{j=1}^N x_{i+1,j} x_{ij} + \dots + \hat{a}_n \sum_{j=1}^N x_{nj} x_{ij} = \sum_{j=1}^N x_{ij} U_j, \quad i = \overline{0, n}. \quad (32)$$

Система (32) может быть записана в матричной форме

$$\|x\|^T \|x\| \|A\| = \|x\|^T \|U\|, \quad (33)$$

где $\|x\|^T$ — транспонированная матрица $\|x\|$; $\|A\|$ — матрица-столбец коэф-

фициентов уравнения,

$$\|A\| = \begin{pmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \vdots \\ a_n \end{pmatrix}.$$

Решая систему уравнений (33), получим искомую матрицу-столбец:

$$\|A\| = (\|x\|^T \|x\|)^{-1} \|x\|^T \|U\|. \quad (34)$$

Современные ЭВМ имеют стандартные программы транспонирования, обращения и умножения матриц. Поэтому, задавая результаты измерений в виде матриц (29) и (30), получают оценки коэффициентов $\hat{a}_i$ в виде матрицы $\|A\|$.

При относительно небольшом числе параметров x_i система уравнений (32) может быть решена методом Крамера. Для этого введем следующие обозначения: $(li) = \sum_{j=1}^N x_{lj}x_{ij}$, $(iU) = \sum_{j=1}^N x_{ij}U_j$. Тогда определитель D системы (32):

$$D = \begin{vmatrix} (00) & (10) & (20) & \dots & (n0) \\ (01) & (11) & (21) & \dots & (n1) \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ (01) & (1n) & (2n) & \dots & (nn) \end{vmatrix}.$$

Статистические оценки коэффициентов находят по формулам $\hat{a}_i = D_i/D$, $i=0, n$. Определитель D_i получают из определителя D в результате замены i -го столбца определителя столбцом, стоящим в правой части системы (32). После вычисления коэффициентов $\hat{a}_i$ выполняют статистический анализ полученного уравнения $\hat{U} = \sum_{i=0}^n \hat{a}_i x_i$ с целью проверки гипотезы адекватности, которая может быть корректно выполнена при соблюдении следующих условий:

величина U при проведении дублирующих экспериментов имеет нормальное распределение с постоянной дисперсией $\sigma^2(U)$; переменные x_i независимы и могут быть измерены с пренебрежимо малыми погрешностями по сравнению с варьированием величины U в дублирующих экспериментах.

По результатам N_0 дублирующих экспериментов, проводимых путем замеров величин U при фиксированных значениях x_i , $i=1, n$, вычисляют дисперсию воспроизводимости эксперимента:

$$S^2(U) = \frac{1}{N_0 - 1} \sum_{j=1}^{N_0} \left(U_j - \frac{1}{N_0} \sum_{j=1}^{N_0} U_j \right)^2,$$

остаточную сумму квадратов:

$$S_{\text{ост}}^2 = \sum_{j=1}^N (U_j - \hat{U}_j)^2,$$

где U_j — наблюдаемое значение величины U в j -м (не дублирующем) эксперименте; $\hat{U}_j$ — вычисленное по уравнению регрессии значение U при условиях j -го эксперимента $(x_{1j}, x_{2j}, \dots, x_{nj})$, критерий Фишера:

$$F = S_{\text{ост}}^2 / (f_{\text{ост}} S^2(U)),$$

где $f_{\text{ост}}$ — число степеней свободы, $f_{\text{ост}} = N - n - 1$.

Если расчетное значение критерия F меньше табличного $F_{\alpha f}$, найденного для заданных доверительной вероятности $(1-\alpha)$ и числа степеней свободы $f_{\text{ост}}$, то гипотеза адекватности модели принимается. При $F > F_{\alpha f}$ гипотеза адекватности отвергается.

В случае адекватности модели определяют доверительные границы для коэффициентов:

$$\hat{a}_0 - t_{\alpha, N-n-1} \frac{S}{\sqrt{N-n-1}} < a_0 < \hat{a}_0 + t_{\alpha, N-n-1} \frac{S}{\sqrt{N-n-1}};$$

$$\hat{a}_i - t_{\alpha, N-n-1} \frac{S}{\sqrt{N-n-1}} \sqrt{\frac{M_i}{D_0}} < a_i < \hat{a}_i + t_{\alpha, N-n-1} \times \frac{S}{\sqrt{N-n-1}} \sqrt{\frac{M_i}{D_0}},$$

$$\text{где } S = \left(\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \left(U_j - \sum_{i=0}^n \hat{a}_i x_{ij} \right)^2 \right)^{1/2};$$

M_i — минор определителя D_0 , полученный вычеркиванием из него i -го столбца i -й строки; $t_{\alpha, N-n-1}$ — квантиль t -распределения Стьюдента при доверительной вероятности $1-\alpha$ и числе степеней свободы $N-n-1$;

$$D_0 = \begin{vmatrix} (\bar{1}1) & (\bar{1}2) & \dots & (\bar{1}i) & \dots & (\bar{1}n) \\ (\bar{2}1) & (\bar{2}2) & \dots & (\bar{2}i) & \dots & (\bar{2}n) \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ (\bar{i}1) & (\bar{i}2) & \dots & (\bar{i}i) & \dots & (\bar{i}n) \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ (\bar{n}1) & (\bar{n}2) & \dots & (\bar{n}i) & \dots & (\bar{n}n) \end{vmatrix},$$

$$\text{где } (\bar{i}i) = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (x_{ij} - \bar{x}_i)(x_{ij} - \bar{x}_i);$$

$$(\bar{i}i) = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^{N_i} (x_{ij} - \bar{x}_i)^2; \quad \bar{x}_i = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_{ij}.$$

С помощью рассмотренного метода наименьших квадратов можно получить статистическую оценку коэффициентов полиномиальных моделей, например $U = \sum_{i=1}^n a_i x^i + \epsilon$, считая $x^i = x_i$. При таком обозначении этот полином принимает вид линейной функции.

Аналогично линейная относительно функции $f_i(x_1, x_2, \dots, x_n)$ математическая модель объекта может быть сведена путем введения вспомогательных переменных к линейной модели вида (28). Действительно, если

$\bar{U} = \sum_{i=0}^n a_i f_i(x_1, x_2, \dots, x_n) + \varepsilon$, то, приняв $X_i = f_i(x_1, x_2, \dots, x_n)$, получим (28). В этом случае по результатам измерений вначале строят матрицу (30), а после вычислений $X_{ji} = f_i(x_{1j}, x_{2j}, \dots, x_{nj})$ — матрицу $\sim \|X_{ij}\|$, $i=1, n, j=1, N$.

Матрица-столбец статистических оценок коэффициентов $\hat{a}_i$ и в этом случае определяется по формуле (34), в которой матрица $|x|$ заменяется матрицей $\|x_{ij}\|$. В модели (34) можно рассматривать не сами параметры U и x_i , а их приращения ΔU и Δx_i . В этом случае получим уравнения, используемые в методе малых приращений.

Математическая модель объекта диагностирования, полученная в результате пассивного эксперимента, имеет ряд недостатков, которые делают более предпочтительным использование активного эксперимента. Главные из этих недостатков следующие:

сложность расчетных формул для статистической оценки коэффициентов уравнения и их погрешностей;

необходимость пересчета всех коэффициентов в случае неадекватности модели и добавления новых параметров;

неодинаковая точность определения различных коэффициентов;

невозможность изменения в нужном направлении области проведения эксперимента, задаваемого матрицей $\|x\|$;

сравнительно большой объем статистических испытаний для получения модели с удовлетворительной точностью.

Поэтому, если свойства объекта диагностирования позволяют, то желательно проведение активного эксперимента. Теоретическим основам планирования такого эксперимента и его практическому применению посвящено большое количество литературы [3, 19, 42, 58]. Поэтому ниже приведены лишь основы и некоторые особенности использования метода при построении математических моделей функционирования дизеля.

В активных экспериментах последовательно проводится N испытаний, в каждом из которых параметры x_i фиксируются на определенных уровнях в соответствии со специальной матрицей.

Уровни конструктивных параметров при переходе от одного испытания к другому изменяют обычно путем замены одних деталей дизеля другими, имеющими заданные конструктивные параметры. Это сопряжено во многих случаях с трудоемкими работами по переборке, наладке и регулировке дизеля или отдельных его узлов.

Существенные трудности возникают и при стабилизации управляемых параметров на требуемом в соответствии с планом эксперимента уровне. Перечисленные выше обстоятельства являются главными причинами, сдерживающими применение активных экспериментов при разработке математических моделей диагностируемого объекта.

Номер	X_1	X_2	X_3	X_4	U	Номер	X_1	X_2	X_3	X_4	U
1	+	+	+	+	U_1	9	+	+	+	—	U_9
2	—	+	+	+	U_2	10	—	+	+	—	U_{10}
3	+	—	+	+	U_3	11	+	—	+	—	U_{11}
4	—	—	+	+	U_4	12	—	—	+	—	U_{12}
5	+	+	—	+	U_5	13	+	+	—	—	U_{13}
6	—	+	—	+	U_6	14	—	+	—	—	U_{14}
7	+	—	—	+	U_7	15	+	—	—	—	U_{15}
8	—	—	—	+	U_8	16	—	—	—	—	U_{16}

Рассмотрим один из видов активного эксперимента — полный факторный (ПФЭ). При проведении ПФЭ значения каждого из параметров x_i выбирают в точках, симметричных относительно номинального значения x_i^0 , $i=1, n$, т. е. в точках $x_{i \min}$ и $x_{i \max}$ таких, что $x_{i \max} - x_i^0 = x_i^0 - x_{i \min}$. Величину $x_{i \max} - x_{i \min}$ называют интервалом варьирования i -го параметра.

Для удобства планирования и обработки результатов вводят нормированный параметр

$$X_i = \frac{2(x_i - x_i^0)}{x_{i \max} - x_{i \min}}. \quad (35)$$

Из определения нормированного параметра и симметрии интервала варьирования следует, что

$$X_i = \begin{cases} -1 & \text{при } x_i = x_{i \min}; \\ 0 & \text{при } x_i = x_i^0; \\ 1 & \text{при } x_i = x_{i \max}. \end{cases}$$

Для получения линейной модели, зависящей от n параметров, проводят $2^n = N$ экспериментов. При этом нормированные параметры принимают значения -1 и $+1$ в сочетании, определяемом матрицей планирования эксперимента, в которой вместо -1 и $+1$ обычно ставят только знак «—» и «+» (табл. 3). В табл. 3 приведена матрица планирования ПФЭ для двух, трех и четырех параметров, используя закономерности построения которой легко записать матрицу планирования ПФЭ для любого числа параметров.

Линейная модель для двух параметров имеет вид $U = a_0 + a_1 X_1 + a_2 X_2 + a_{12} X_1 X_2$, где произведение $X_1 X_2$ называется взаимодействием 1-го порядка.

Линейная модель для трех параметров может быть записана следующим образом: $U = a_0 + a_1 X_1 + a_2 X_2 + a_3 X_3 + a_{12} X_1 X_2 + a_{13} X_1 X_3 + a_{23} X_2 X_3 + a_{123} X_1 X_2 X_3$. Произведение $X_1 X_2 X_3$ — взаимодействие 2-го порядка.

Линейная модель для n параметров имеет вид

$$U = \sum_{i=0}^n a_i X_i + \sum_{i < j} a_{ij} X_i X_j + \sum_{i < j < k} a_{ijk} X_i X_j X_k + \dots + a_{12\dots n} X_1 X_2 \dots X_n,$$

где произведение $X_1 X_2 \dots X_n$ называется взаимодействием $(n-1)$ -го порядка.

Статистическую оценку коэффициентов $a_i, a_{ij}, \dots, a_{12\dots n}$ осуществляют методом наименьших квадратов. Матрица планирования ПФЭ ортогональна,

$$\text{т. е. } \sum_{i=1}^N x_{ij} x_{ij} = 0 \text{ и, кроме того, } \sum_{i=1}^N x_{ij} = 0, \quad \sum_{i=1}^N x_{ij}^2 = N.$$

С учетом этих свойств матрицы формулы для оценки коэффициентов имеют простой и удобный для вычисления вид:

$$\begin{aligned}\hat{a}_0 &= \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N U_j; \\ \hat{a}_i &= \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_{ij} U_j, \quad i = \overline{1, n}; \\ \hat{a}_{il} &= \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_{ij} x_{lj} U_j, \quad i, l = \overline{1, n}; \\ \hat{a}_{ilk} &= \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_{ij} x_{lj} x_{kj} U_j, \quad i, l, k = \overline{1, n}; \\ \hat{a}_{12 \dots n} &= \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_{1j} x_{2j} \dots x_{nj} U_j.\end{aligned}$$

Дальнейшую обработку результатов опыта выполняют различными способами в зависимости от того, дублировались ли измерения диагностического параметра U в каждом эксперименте или измерение проводилось однократно.

Рассмотрим порядок обработки результатов эксперимента при отсутствии дублирования опытов. Для вычисления дисперсии $S^2(U)$ воспроизводимости эксперимента выполняют m опытов (или замеров параметра U в различные значительные отстоящие один от другого моменты времени) при номинальных значениях всех параметров $x_i^0, i = \overline{1, n}$ (точка $x_1^0, x_2^0, \dots, x_n^0$ называется нулевой или центральной точкой эксперимента). В этом случае

$$S^2(U) = \frac{1}{m-1} \sum_{k=1}^m (U_k^0 - \bar{U}^0)^2,$$

где U_k^0 — значение параметра U при k -м опыте в центральной точке;

$$\bar{U}^0 = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^m U_k^0.$$

Далее вычисляют дисперсию $S^2(a)$ коэффициентов линейной модели, являющуюся в ПФЭ одинаковой для всех коэффициентов, $S^2(a) = S^2(U)/N$.

Для определения доверительного интервала, одинакового для всех коэффициентов, вычисляют отклонение

$$\Delta a = t_{\alpha, m-1} S(a),$$

где $t_{\alpha, m-1}$ — квантиль t -распределения Стьюдента при $m-1$ степенях свободы и доверительной вероятности α ; $S(a)$ — среднее квадратическое отклонение коэффициентов линейной модели.

Таким образом, истинное значение коэффициента a (при любом нижнем индексе) определяется неравенством $\hat{a} - \Delta a < a < \hat{a} + \Delta a$.

Затем вычисляют критерий $t_p = |\hat{a}|/S(a)$. Коэффициент a значим, если $t_p < t_{\alpha, m-1}$. В противном случае коэффициент считается незначимым и соответствующий ему член может быть исключен из линейной модели.

Дисперсию S_{ad}^2 адекватности определяют по формуле

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{N - (r + 1)} \sum_{j=1}^N (U_j - \hat{U}_j)^2,$$

где $\hat{U}_j$ — значение параметра U в j -м эксперименте, вычисленное по линейной модели при значениях параметров $x_i, i = \overline{1, n}$; r — число коэффициентов в модели, оставшееся после исключения незначимых.

Для проверки адекватности модели сравнивают критерий $F_p = S_{ad}^2/S^2(U)$ с табличным значением критерия Фишера $F_{\alpha, f}$ [43] при доверительной вероятности $1-\alpha$ и числе степеней свободы $f = N - (r + 1)$. При $F_p < F_{\alpha, f}$ модель адекватна, а при $F_p > F_{\alpha, f}$ гипотезу адекватности отвергают и для получения адекватной модели уменьшают интервалы варьирования параметров x_i либо линейную модель заменяют моделью более высокого порядка, в частности — квадратичной. После получения линейной модели с нормированными параметрами X_i можно перейти к модели с ненормированными параметрами x_i , используя формулу (35).

Если диагностический параметр U зависит от пяти—семи параметров x_i , то число опытов ПФЭ равно соответственно 32, 64 и 128. Такое число опытов на практике трудно реализовать. В этом случае используют дробные факторные эксперименты, требующие проведения меньшего числа опытов, но дающие менее точную информацию. Обработывают экспериментальные данные в дробном факторном эксперименте по тем же формулам, что и в ПФЭ [3, 42, 58].

II. МЕТОДЫ ГИДРОГАЗОДИНАМИКИ В МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЯХ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ДИЗЕЛЯ

Взаимосвязь конструкции дизеля и закономерностей термогазодинамики как основа формирования диагностических параметров

Задачи оптимизации конструкции применительно к ДВС сводятся к поиску такого сочетания конструктивных размеров и их соотношений, которые обеспечивают высокую эффективность преобразования химической энергии топлива в механическую работу. Их решение может быть осуществлено на основе анализа влияния элементов конструкции на процессы смесеобразования, сгорания, теплообмена.

Выбор основных размеров, форм и соотношений элементов конструкции, формирующих конфигурацию поверхностей камеры сгорания, в значительной степени определяет показатели газообмена и рабочего процесса. К таким элементам следует отнести днище поршня, цилиндр, распылитель форсунки, уплотнения цилиндропоршневой группы, впускные и выпускные органы.

Значительные возможности оценки уровня совершенства выбранных конструктивных решений представляются на стадии доводочных работ, на основе имеющихся опытных данных (тепловой баланс, индигирования, газового анализа и др.) испытаний отсека. Последующий анализ влияния конструкции по показателям газообмена и рабочего процесса: коэффициенту наполнения η_v ; коэффициенту и температуре остаточных газов γ , $T_{ост}$; коэффициентам избытка ϕ и утечки θ продувочного воздуха; потерям Δp_s и Δp_v соответственно во впускном и выпускном клапанах; коэффициенту избытка воздуха при сгорании α ; закономерностям полного и индикаторного тепловыделения; потерям теплоты в стенки; распределению тепловых потоков (конвективный, излучение газов и пламени); утечкам газов через неплотности цилиндропоршневой группы позволяет расширить возможности решения поставленных задач оценки совершенства конструкции и технического состояния основных элементов дизеля методами функциональной диагностики.

Показатели и параметры газообмена как критерии совершенства конструкции полости цилиндра. Удаление остаточных газов осуществляется при продувке. Количество дополнительного воздуха, используемого для этих целей, оценивается коэффи-

циентами избытка ϕ и утечки θ продувочного воздуха. Часть этого воздуха, смешиваясь с продуктами сгорания, уходит через выпускные органы, остальная остается, замещая продукты в цилиндре. Качество продувки во многом зависит от особенностей конструкции камеры сгорания, определяющей взаимодействие воздушного заряда с продуктами сгорания. Учесть влияние конструктивных факторов сложно, поэтому существующие аналитические модели процесса дают очень приближенные конечные результаты.

Рассмотрим некоторые возможности расчетно-экспериментальной оценки конструкции по показателям продувки камеры сгорания четырехтактного дизеля. Идеальная величина коэффициента наполнения, определяемого по параметрам на впуске, $\eta_{vсид} = \epsilon / (\epsilon - 1)$ (где ϵ — степень сжатия) недостижима в связи с потерями в клапанах и подогревом ΔT свежего заряда от стенок цилиндра при наполнении. Максимально возможное значение коэффициента наполнения

$$\eta_{vсmax} = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \frac{p_v}{p_s} \frac{T_s}{T_s (p_v/p_s)^{(k_s-1)/k_s} + \Delta T} \quad (36)$$

где p_v — давление в цилиндре в момент закрытия впускных клапанов; T_s — температура наддувочного воздуха; k_s — показатель адиабаты воздуха.

Для четырехтактных ДВС при оптимальном моменте закрытия впускных клапанов характерно постоянство соотношения $p_v/p_s = 1,1$. Анализ индикаторных диаграмм дизелей ряда ЧН 26/26 подтверждает это. При $\epsilon = 12,5$, действительной степени сжатия $\epsilon_d = 11,35$, $\Delta T = 9$ К и $T_s = 340$ К величина $\eta_{vсmax} = 1,03$.

Целесообразность конструктивных решений для осуществления продувки можно оценить по результатам сравнения $\eta_{vсmax}$ и максимального коэффициента наполнения при отсутствии продувки, т. е. при наличии остаточных газов $\eta'_{vсmax}$. Приняв согласно рекомендациям [12, 18] минимальные значения $\gamma = 0,03$ и $T_{ост} = 700$ К, получим $\eta'_{vсmax} = 0,97$. Таким образом, резерв повышения коэффициента наполнения составляет $\eta_{vсmax} - \eta'_{vсmax} = 0,06$.

Достижение $\eta_{vсmax}$ связано с дополнительным расходом воздуха, который составляет 6...8 %. Следовательно, для увеличения коэффициента наполнения на 6 % необходимо примерно вдвое увеличить количество воздуха, поступающего в цилиндр при перекрытии клапанов. Приблизненно количество воздуха, вышедшего из цилиндра при продувке:

$$M_{сyt} \approx a_s Y_s \int_{\tau_d}^{\tau_e'} (\mu/\eta) dt,$$

где a_s — постоянный коэффициент, $a_s = \sqrt{2R} p_s / (8314 \sqrt{T_s})$; Y_s — функция истечения,

$$Y_s = \left(\frac{p_T}{p_s} \right)^{1/k_s} \sqrt{\frac{k_s}{k_s - 1} \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_s} \right)^{(k_s - 1)/k_s} \right]};$$

$(\mu f)_n$ — текущее значение площади эффективного проходного сечения при продувке; $\tau_d, \tau_{e'}$ — моменты времени, соответствующие открытию впускных и закрытию выпускных клапанов; p_T — давление газа перед турбиной; R — универсальная газовая постоянная.

Как следует из анализа формулы, существенными факторами являются перепад давления на впуске и выпуске p_s/p_T , закономерность изменения основных геометрических размеров органов газораспределения в период перекрытия клапанов, интервал времени продувки $\tau_{e'} - \tau_d$. Не менее важным, но не учитываемым фактором является взаимодействие свежей смеси и продуктов сгорания, зависящее от числа и расположения клапанов, соотношения их размеров, формы днища поршня, конфигурации впускных и выпускных каналов и т. д. Для конкретного двигателя все упомянутые конструктивные особенности являются неизменными. Это позволяет допустить идентичность характера взаимодействия воздуха и продуктов сгорания.

При данной частоте вращения коленчатого вала двигателя и неизменных фазах газораспределения решающее влияние на закономерности продувки оказывает соотношение p_s/p_T . Следовательно, коэффициент утечки можно представить в виде многочлена $\vartheta(p_s/p_T)$. При возрастании частоты вращения коленчатого вала n пропорционально n^2 будет увеличиваться сопротивление течению газов в органах газораспределения. Таким образом, закономерность изменения ϑ должна быть дополнена составляющей $\vartheta(p_s/p_T, n)$, учитывающей газодинамическое сопротивление каналов. При выборе фаз газораспределения преследуют различные цели, в том числе определение оптимальных фаз для конкретного режима или достижение наилучших эксплуатационных показателей. Поэтому при экспериментах приходится анализировать различные величины перекрытия клапанов. Основываясь на пропорциональном влиянии на утечку площади эффективного сечения $(\mu f)_n$ и времени процесса τ , будем считать, что в задачу исследования входит оценка закономерности $\vartheta(p_s/p_T, n, (\mu f)_n, \tau)$. В общем виде она может быть представлена следующим образом:

$$\vartheta = (a_0 + a_1 \left(\frac{p_s}{p_T} \right) + a_2 \left(\frac{p_s}{p_T} \right)^2 + b_0 + b_1 n + b_2 n^2 + \dots) \times \int_{\tau_d}^{\tau_{e'}} (\mu f)_n d\tau \left/ \left(\int_{\tau_d}^{\tau_{e'}} (\mu f)_n d\tau \right)_0 \right.,$$

где $\left(\int_{\tau_d}^{\tau_{e'}} (\mu f)_n d\tau \right)_0$ — исходное время-сечение, для которого закономерность $\vartheta(p_s/p_T, n)$ определена в виде многочлена.

После преобразования с заменой аргумента — времени τ получим

$$\vartheta = \left(a_0 + a_1 \left(\frac{p_s}{p_T} \right) + a_2 \left(\frac{p_s}{p_T} \right)^2 + \dots b_0 + b_1 n + b_2 n^2 + \dots \right) \times \times \frac{n_0}{n} \int_{\alpha_{k.Bd}}^{\alpha_{k.Be'}} (\mu f)_n d\alpha_{k.B} \left/ \left(\int_{\alpha_{k.Bd_0}}^{\alpha_{k.Be'_0}} (\mu f)_n d\alpha_{k.B} \right)_0 \right.,$$

где $n_0, \alpha_{k.Bd_0}$ и $\alpha_{k.Be'_0}$ — соответственно частота вращения коленчатого вала, фазы открытия впускных и закрытия выпускных клапанов, при которых получены исходные данные.

Уравнение может быть конкретизировано в результате экспериментального исследования. При этом возможны варианты, но равноценные по получаемым результатам, решения с применением газового анализа. В первом случае пробы газа отбирают в цилиндре при расширении и на выпуске (осредненная), во втором — обе пробы отбирают на выпуске, но одну из них в период «чистого» выпуска, а вторая является осредненной.

Рассмотрим результаты проведения испытаний с отбором проб согласно второму случаю. Исследования проводились в широком диапазоне частот вращения коленчатого вала $n = 500 \dots 1000$ мин⁻¹ и соотношений давления $p_s/p_T = 0,927 \dots 1,25$ при различных фазах газораспределения. Диапазон $p_s/p_T = 0,92 \dots 1,0$ с заведомым отсутствием продувки был исследован для корректирования расходных характеристик.

В результате обработки данных была получена зависимость утечки продувочного воздуха от рассматриваемых факторов:

$$\vartheta = \frac{5,9}{n} \left(0,5025 - 0,052 \cdot 10^{-6} n^2 + 0,241 \left(\frac{p_s}{p_T} \right) + 0,287 \left(\frac{p_s}{p_T} \right)^2 \right) \int_{\alpha_{k.Bd}}^{\alpha_{k.Be'}} (\mu f)_n d\alpha_{k.B}. \quad (37)$$

Погрешность аппроксимации не превышала 7% и была обусловлена классом приборов газового анализа, неточностью установки величин p_s и p_T , частоты вращения коленчатого вала и фаз газораспределения.

Интеграл в уравнении (37) может быть найден графическим путем (рис. 1). Он численно равен площади между кри-

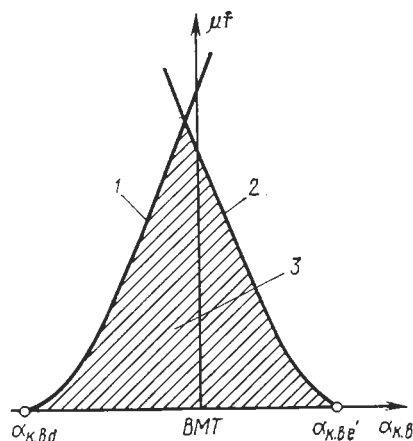


Рис. 1. График для определения времени-сечения продувки:

$$1 - (\mu f)_с; 2 - (\mu f)_в; 3 - \int_{\alpha_{к.вд}}^{\alpha_{к.вс}} (\mu f)_{п'} d\alpha_{к.в}$$

выми площадей эффективного сечения впускных $(\mu f)_с$ и выпускных $(\mu f)_в$ клапанов.

На рис. 2 показано изменение коэффициентов утечки продувочного воздуха ϑ при различных соотношениях p_s/p_T и n и угла перекрытия клапанов $\delta = 130^\circ$. С уменьшением n снижается величина p_s/p_T , при которой прекращается продувка. Для диапазона $n = 500 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$ с достаточной точностью эта закономерность описывается линейной связью:

$$\left(\frac{p_s}{p_T}\right)_{\vartheta=0} \approx 0,9666 + 0,0833 \cdot 10^{-3} n. \quad (38)$$

Необходимо отметить, что даже для одного и того же двигателя могут быть получены зависимости, отличные от рассмотренных выше закономерностей (37) и (38), если измерения параметров p_s , p_T проводить в сечениях, расположенных на другом расстоянии от цилиндра, чем было принято при конкретном эксперименте.

Как видно из рис. 3, при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ утечка возрастает по мере увеличения перекрытия клапанов δ и существенно зависит от соотношения p_s/p_T .

Сравнение представленных закономерностей изменения утечки продувочного воздуха (см. рис. 2 и 3) показывает, что одинаковые значения ϑ могут быть достигнуты как при росте

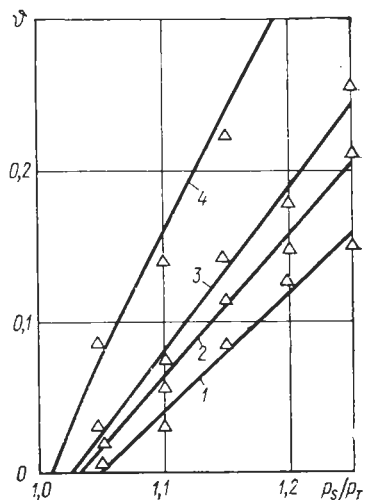


Рис. 2. Зависимость коэффициента утечки воздуха от перепада давлений при различных частотах вращения коленчатого вала:

1 — $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; 2 — $n = 850 \text{ мин}^{-1}$;
3 — $n = 750 \text{ мин}^{-1}$; 4 — $n = 500 \text{ мин}^{-1}$

p_s/p_T , так и при увеличении времени-сечения. В первом случае возможности ограничены максимально реализуемыми величинами КПД турбокомпрессора. Для второго случая, как правило, нет ограничений особенно для ДВС с объемным смесеобразованием и открытой камерой типа камеры Гессельмана. Очевидно, выбирать рациональное решение надо с учетом закономерностей изменения КПД турбокомпрессора, режимных параметров работы двигателя для достижения наилучшей эксплуатационной экономичности.

По приведенным закономерностям можно установить общий характер влияния конструктивных факторов и режимных параметров на показатели газообмена при продувке. Обобщенные зависимости коэффициента утечки продувочного воздуха позволяют выбрать для любого дизеля типоразмерного ряда (с изобарной системой наддува) благоприятное сочетание p_s/p_T и перекрытия δ , при которых обеспечивается полная очистка цилиндра от остаточных газов.

Результаты исследований и выявленные закономерности могут быть использованы при анализе конструктивных решений как для уже созданных двигателей мощного ряда, так и разрабатываемых. В то же время полученные опытные данные позволяют установить более тонкие и глубокие связи конструкции и закономерностей взаимодействия свежего заряда и продуктов сгорания при продувке.

В настоящее время получили распространение две гипотезы, используемые при исследовании продувки цилиндра, — чистого вытеснения продуктов сгорания и мгновенного перемешивания их с продувочным воздухом. Их применимость в каждом конкретном случае определяется исследователем на основании анализа конструкции конкретного двигателя. Так, например, для дизелей с прямоточной клапанно-щелевой продувкой применяют методику расчета при допущении о чистом вытеснении продуктов сгорания, а для дизелей с поперечной петлевой продувкой — принцип мгновенного перемешивания. Принято считать, что конструктивные схемы четырехтактных двигателей предопределяют использование гипотезы о мгновенном перемешивании. Действительный же характер взаимодействия сложен и не соответствует ни одному из принимаемых допущений.

Рассмотрим некоторые возможности расчетно-эксперимен-

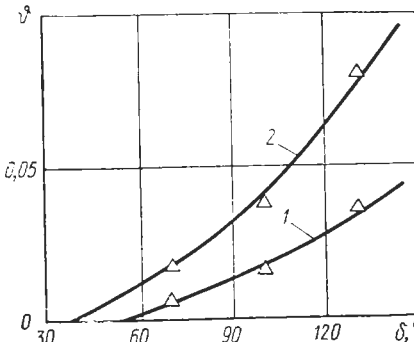


Рис. 3. Зависимость коэффициента утечки продувочного воздуха от перекрытия клапанов при различных перепадах давлений ($n = 1000 \text{ мин}^{-1}$):

1 — $p_s/p_T = 1,1$; 2 — $p_s/p_T = 1,15$

тальной оценки характера взаимодействия воздуха с продуктами сгорания при продувке дизеля. Удаление всех продуктов сгорания из цилиндра сопровождается замещением их свежим зарядом. Связанное с этим дополнительное увеличение коэффициента наполнения $\Delta\eta_{vs}$ можно оценить следующим образом. Будем условно считать, что остаточные газы массой $M_{ост} = \gamma\eta_{vs}M_{hs} = p_{ост}V_c/(RT_{ост})$ (где M_{hs} — масса максимально возможного заряда цилиндра при параметрах перед впускными клапанами, кмоль) замещаются свежим зарядом в том же объеме камеры сгорания V_c и при том же давлении остаточных газов $p_{ост}$. Тогда приращение массы свежего заряда $\Delta M_{см} = p_{ост}V_c/(RT_s)$.

Для рассматриваемого случая $\Delta M_{см}/M_{ост} = \Delta\eta_{vs}/\eta_{vs} \approx T_{ост}/T_s$, откуда

$$\Delta\eta_{vs} \approx \eta_{vs} T_{ост}/T_s. \quad (39)$$

В результате можно оценить максимальный коэффициент наполнения $\eta_{vs\max} = \eta_{vs} + \Delta\eta_{vs}$.

При чистом вытеснении остаточных газов с помощью продувки $\eta_{vs\max}$ достигается при отсутствии утечки продувочного воздуха, т. е. $\theta = 0$. В действительности при продувке происходит перемешивание воздуха с остаточными газами и, следовательно, $\theta \neq 0$. Поэтому для полной очистки цилиндра необходимо некоторое дополнительное количество воздуха по сравнению со случаем чистого вытеснения.

Примем в качестве критерия взаимодействия воздуха и продуктов сгорания коэффициент перемешивания $x_{п}$. Он определяется собой отношение разности количеств всего продувочного воздуха и воздуха, необходимого для замещения остаточных газов при чистом вытеснении, ко всему количеству продувочного воздуха, необходимому для удаления остаточных газов, т. е.

$$x_{п} = \frac{M_{сyt}}{M_{сyt} + \gamma M_{см} T_{ост}/T_s} = \frac{1}{1 + \gamma (T_{ост}/T_s) (1 - \theta)/\theta}. \quad (40)$$

При мгновенном перемешивании продувка приводит ко все большему разбавлению продуктов сгорания воздухом. Таким образом, теоретически полная очистка цилиндра должна наступать при соотношении количеств продувочного воздуха и остаточных газов, равном бесконечности. При этом $x_{п} = 1$. Для чистого вытеснения согласно уравнению (40) $x_{п} = 0$.

Рассмотрим некоторые практические данные оценки газообмена четырехтактного дизеля с камерой типа камеры Гессельмана. В результате экспериментальных исследований установлено, что для достижения полной очистки цилиндра необходимо такое количество воздуха, которое обуславливает $\theta = 0,08$. При этом количество свежего заряда, замещающее остаточные газы ($\gamma = 0,032$), соответствует $\Delta\eta_{vs} = 0,064$. Общее относительное количество воздуха, необходимое для полной очистки камеры

сгорания при рассматриваемой схеме продувки, $\theta/(1-\theta) + \Delta\eta_{vs} = 0,151$. Тогда коэффициент перемешивания, определенный по конечным результатам продувки, $x_{п} = 0,576$.

Определение $x_{п}$ не вызывает затруднений, если известны показатели газообмена при отсутствии продувки и при полной очистке цилиндра от остаточных газов. В большинстве случаев такие всеобъемлющие данные отсутствуют. Поэтому представляет интерес такая оценка для известных конструкций дизелей при ограниченной информации.

Рассмотрим двухтактный дизель 14Д40, который имеет при прямооточной клапанно-щелевой схеме продувки следующие показатели на номинальном режиме [18]: $\eta_{vs} = 0,8$; $\theta = 0,345$; $\gamma = 0,8$; $T_s = 383$ К. Количество свежего заряда, необходимое для замещения остаточных газов, может быть определено по формуле (39): $\Delta\eta_{vs} = 0,125$.

Для того чтобы достигнуть $\eta_{vs} = 0,8$, требуется количество продувочного воздуха, характеризуемое $\theta = 0,345$. Допустим, что дополнительная утечка $\Delta\theta$ пропорциональна увеличению заряда на $\Delta\eta_{vs}$. Тогда $\Delta\theta \approx (\theta/\eta_{vs})\Delta\eta_{vs} = 0,054$. Следовательно, для полного удаления из цилиндра остаточных газов необходима продувка, соответствующая утечке $\theta + \Delta\theta = 0,399$. При этом согласно уравнению (40)

$x_{п} = \frac{1}{1 + \gamma (T_{ост}/T_s) [1 - (\theta + \Delta\theta)]/(\theta + \Delta\theta)}$. Используя имеющиеся опытные данные [18], получим $x_{п} = 0,808$.

Как было отмечено выше, при исследовании газообмена в двигателе с клапанно-щелевой схемой продувки применяются гипотезы чистого вытеснения. Однако в этом случае результаты, близкие к реальным, получают при отсутствии специальных конструктивных решений по интенсификации перемешивания. Для рассматриваемой конструкции характерны смещения и наклон осей продувочных окон относительно оси цилиндра. Это способствует значительному вихреобразованию продувочного воздуха. Таким образом, принятие $x_{п} = 0$ для этой схемы приведет к существенным погрешностям при расчете продувки.

Аналогичный расчет был проведен для двухтактного дизеля 10Д100 с прямооточной щелевой схемой продувки. Как известно, в этом дизеле, как и в предыдущем, применены аналогичные конструктивные решения для интенсификации вихревого движения заряда в цилиндре. Результаты вычислений на основании исходных данных [18] показывают, что и для такой схемы продувки $x_{п} = 0,793$ значительно отличается от нуля.

Приведенная методика определения степени перемешивания воздушного заряда с продуктами сгорания при неполных экспериментальных данных связана с определенными допущениями, искажающими действительные результаты. Особо следует отметить допущение о том, что последующая очистка пропорциональна утечке продувочного воздуха. В действительности увеличение заряда в цилиндре будет происходить с непропорцио-

нально растущими затратами на продувку. Однако даже двукратная погрешность в определении $\Delta\theta$ обусловит искажение x_{Π} лишь на 0,03, что несущественно.

Полученные результаты свидетельствуют о частичном перемешивании свежего воздуха с продуктами сгорания. Очевидно, доля воздушного заряда, участвующего в перемешивании с продуктами сгорания, в течение периода продувки меняется. Однако в настоящее время такие данные отсутствуют. Поэтому в первом приближении можно принимать степень перемешивания по конечным результатам продувки.

Рассмотрим возможность расчетного исследования продувки при частичном перемешивании продувочного воздуха с продуктами сгорания. При этом примем следующие допущения: на мгновенное перемешивание с продуктами сгорания затрачивается доля x_{Π} воздушного заряда, поступающего в цилиндр. Остальная часть заряда $1 - x_{\Pi}$ участвует в чистом вытеснении продуктов сгорания.

Изменение температуры продуктов сгорания в цилиндре, перемешиваемых со свежим воздухом:

$$dT = \partial T_{\text{см}} + \partial T_p. \quad (41)$$

В этом уравнении первое слагаемое определяет влияние на температуру перемешиваемого с газами воздушного заряда, а второе связано с изменением давления. Принимая адиабатное изменение параметров газа, получим

$$\partial T_p = \frac{k-1}{k} \frac{T}{p} dp, \quad (42)$$

где k — показатель адиабаты газа.

Температура воздуха после поступления в цилиндр меняется вследствие изменения давления: $T_s' = T_s (p/p_s)^{(k-1)/k}$.

Пусть за некоторый период времени dt в цилиндр объемом V поступил свежий воздух, объем которого ∂V_s . В процессе перемешивания с частью свежего заряда $x_{\Pi} \partial V_s$ установится общая температура смеси $T + \partial T_{\text{см}}$. Изменение объема газа по сравнению с первоначальным составит $(V - \partial V_s) (T + \partial T_{\text{см}}) / T - (V - \partial V_s) = (V - \partial V_s) \partial T_{\text{см}} / T$.

Объем свежего заряда после перемешивания изменится на величину $x_{\Pi} \partial V_s (T + \partial T_{\text{см}}) / T_s' - x_{\Pi} \partial V_s$. Принимая во внимание, что общий объем газов до и после перемешивания не изменился, и выполнив соответствующие преобразования, получим

$$\partial T_{\text{см}} = T/V (1 - T/T_s') x_{\Pi} \partial V_s. \quad (43)$$

Подставив формулы (42) и (43) в уравнение (41) и решив его относительно T , как уравнение Бернулли, получим окончательное выражение для вычисления температуры газов в цилиндре при их мгновенном перемешивании с частью проду-

вочного воздуха:

$$T = \left(\frac{p}{p_{\Pi}} \right)^{(k-1)/k} \left\{ \frac{1}{T_s} - \left(\frac{1}{T_s} - \frac{1}{T_{\Pi}} \right) \exp \left(- \int_{\alpha_{\text{к.в.н}}}^{\alpha_{\text{к.в}}} x_{\Pi} \frac{\partial V_s}{V} \right) \right\}^{-1},$$

где p_{Π} и T_{Π} — соответственно давление и температура в начале продувки; $\alpha_{\text{к.в.н}}$ — угол поворота коленчатого вала, соответствующий началу продувки.

Это уравнение пригодно для расчета любых схем продувки. При чистом вытеснении ($x_{\Pi} = 0$) оно принимает вид применимой при таких расчетах зависимости: $T = T_{\Pi} (p/p_{\Pi})^{(k-1)/k}$. При мгновенном и полном перемешивании всего воздуха, поступившего в цилиндр, с продуктами сгорания ($x_{\Pi} = 1$) уравнение примет вид известной закономерности [18].

Для вычисления количества продуктов сгорания и свежей смеси, уходящих из цилиндра при продувке, необходимо учитывать их взаимодействие в цилиндре. Относительный объем свежего заряда в смеси с продуктами сгорания в любой момент времени

$$\bar{V}'_s = \frac{\int_{\alpha_{\text{к.в.н}}}^{\alpha_{\text{к.в}}} x_{\Pi} \partial V_s \frac{1}{T_s'}}{\int_{\alpha_{\text{к.в.н}}}^{\alpha_{\text{к.в}}} x_{\Pi} \partial V_s \frac{1}{T_s'} + \left(V - \int_{\alpha_{\text{к.в.н}}}^{\alpha_{\text{к.в}}} \partial V_s \right) \frac{1}{T}},$$

а продуктов сгорания

$$\bar{V}'_{\text{п.с}} = \frac{\left(V - \int_{\alpha_{\text{к.в.н}}}^{\alpha_{\text{к.в}}} \partial V_s \right) \frac{1}{T}}{\int_{\alpha_{\text{к.в.н}}}^{\alpha_{\text{к.в}}} x_{\Pi} \partial V_s \frac{1}{T_s'} + \left(V - \int_{\alpha_{\text{к.в.н}}}^{\alpha_{\text{к.в}}} \partial V_s \right) \frac{1}{T}},$$

где $\bar{V}'_{\text{п.с}} = 1 - \bar{V}'_s$.

Зная объемное содержание продуктов сгорания $\bar{V}'_{\text{п.с}}$ и свежей смеси $\bar{V}'_s$, можно вычислить массу свежего заряда, выходящего из цилиндра при продувке,

$$M_{\text{сyt}} = a_{\text{в}} \int_{\alpha_{\text{к.в.н}}}^{\alpha_{\text{к.в}}} \bar{V}'_s \frac{(\mu f)_{\text{в}} dy_{\text{в}}}{\sqrt{T}} d\alpha_{\text{к.в.}}, \quad (44)$$

где $a_{\text{в}}$ — расчетный коэффициент; $y_{\text{в}}$ — функция истечения;

и массу ушедших продуктов сгорания

$$M_{в.пс} = a_{в} \int_{\alpha_{к.в.н}}^{\alpha_{к.в}} \bar{V}'_{п.с} \frac{(\mu/\bar{v})_{в.пс}}{\sqrt{T}} d\alpha_{к.в.} \quad (45)$$

По уравнениям (44) и (45) уточняют показатели газообмена.

Полная очистка цилиндра от продуктов сгорания при продувке соответствует наступлению равенства $M_{н} = M_{в.п.с}$ (где $M_{н}$ — масса газов в начале продувки). Однако, если за период продувки это равенство не достигнуто, то разница между рассматриваемыми массами равна массе остаточных газов, т. е. $M_{ост} = M_{н} - M_{в.п.с}$.

Количество свежего заряда, оставшегося в цилиндре после продувки,

$$M'_s = M'_s - M_{с.ут},$$

где M'_s — масса воздуха, поступившего в цилиндр при продувке, $M'_s = a_s \int_{\alpha_{к.в.н}}^{\alpha_{к.в.е'}} (\mu/\bar{v})_s y_s d\alpha_{к.в.}$

Анализ полученных расчетно-экспериментальных данных позволяет сделать некоторые обобщающие выводы:

минимальные потери воздуха на продувку характерны для конструктивных схем, в которых меньше перемешивание воздуха с продуктами сгорания;

конструктивные решения камер сгорания и органов газораспределения, способствующие улучшению перемешивания воздушного заряда с продуктами сгорания, ухудшают условия очистки цилиндра. В связи с этим та же степень очистки цилиндра, что и в камерах с малой интенсивностью перемешивания, достигается при больших потерях воздушного заряда.

Эти выводы подтверждают приведенные ниже результаты определения $x_{п}$:

Φ	0	0,08	0,342	0,399	∞
$x_{п}$	0	0,576	0,793	0,808	1

Коэффициент перемешивания продувочного воздуха с продуктами сгорания является объективным критерием, характеризующим влияние конструкции на характер взаимодействия воздуха и продуктов сгорания при продувке.

Рассмотрим влияние частоты вращения коленчатого вала (как фактора турбулизации заряда) на коэффициент перемешивания. Обработка опытных данных позволила установить взаимосвязь $x_{п}(n)$, подтверждающую положение о том, что при увеличении времени взаимодействия воздушного заряда с продуктами сгорания при продувке значение $x_{п}$ приближается

к верхнему пределу ($x_{п}=1$), соответствующему условию мгновенного перемешивания.

Уравнение (37) описывает поле возможных значений Φ для данной конструкции системы газообмена ДВС в ее исходном техническом состоянии с учетом режимных параметров. Очевидно, величина Φ может служить одним из оценочных показателей газодинамического совершенства двигателей. Сравнение этого показателя для двигателей с различными конструктивными решениями ($D, S, \lambda_{к}=R/L$ и др.) позволяет получить сопоставимые результаты. Лучшей с этой точки зрения является конструкция, в которой полная очистка цилиндра от остаточных газов наступает при меньшем значении Φ .

При анализе конструкции системы газообмена в числе других показателей приходится оценивать температуру $T_{ост}$ и коэффициент γ остаточных газов. Определение указанных величин весьма затруднительно и каких-либо методик в настоящее время не существует. Воспользуемся экспериментальной индикаторной диаграммой и запишем уравнения для расчета температуры в цилиндре в характерных точках:

$$T_{ост} = T_e (p_r/p_e)^{(k-1)/k}; \quad T_e = T_z \rho_p^{n_p-1} / \epsilon_e^{n_p-1}; \quad T_z = T_c \lambda \rho / \beta;$$

$$T_c = T_v \epsilon_d^{n_d-1},$$

где T_e, T_z, T_c и T_v — температура в цилиндре соответственно в конце расширения, максимальная при сгорании, в конце сжатия и наполнения; p_r и p_e — давление в цилиндре в ВМТ соответственно при перекрытии клапанов и при открытии выпускных клапанов; ρ и λ — степень соответственно повышения давления и предварительного расширения при сгорании; β — полный коэффициент молекулярного изменения состава смеси; ϵ_e — степень последующего расширения; n_p и n_c — показатель политропы соответственно расширения и сжатия.

Тогда

$$T_{ост} = T_v \frac{\epsilon_d^{n_d-1}}{\epsilon_e^{n_p-1}} \frac{\lambda \rho_p^{n_p}}{\beta} \left(\frac{p_r}{p_e} \right)^{(k-1)/k}.$$

Давление p_e может быть представлено в виде следующей зависимости: $p_e = \lambda \rho_v \epsilon_d^{n_d} \rho_p^{n_p} / \epsilon_e^{n_p}$. С учетом этого выражения

$$T_{ост} = \frac{\epsilon_d^{n_d/k-1}}{\epsilon_e^{n_p/k-1}} T_v \lambda^{1/k} \rho_p^{n_p/k} \frac{1}{\beta} \left(\frac{p_r}{p_v} \right)^{(k-1)/k}. \quad (46)$$

Для определения температуры в цилиндре в момент закрытия впускных клапанов воспользуемся уравнением теплосодержания

$$M_v m c_{pmv} T_v = M_{см} m c_{pmc} (T_s (p_v/p_s)^{(k_s-1)/k_s} + \Delta T) +$$

$$+ M_{ост} m c_{pmост} T_{ост} (p_r/p_v)^{(k-1)/k},$$

где M_V , $M_{см}$ и $M_{ост}$ — массы соответственно смеси в цилиндре в момент закрытия впускных клапанов, свежего заряда в конце наполнения и остаточных газов; mc_{pm_V} , mc_{pm_s} и $mc_{pm_{ост}}$ — средние теплоемкости соответственно смеси, свежего заряда и остаточных газов.

Пренебрегая различием теплоемкостей воздуха и газов, преобразуем это уравнение:

$$T_V = \frac{T_s (p_V/p_s)^{(k_s-1)/k_s} + \Delta T + \gamma T_{ост} (p_V/p_T)^{(k-1)/k}}{1 + \gamma}.$$

Тогда формулу (46) можно записать в виде

$$T_{ост} = \frac{\varepsilon_d^{n/k-1} T_s (p_V/p_s)^{(k_s-1)/k_s} + \Delta T + \gamma T_{ост} (p_V/p_T)^{(k-1)/k}}{\varepsilon_d^{n/k-1}} \times \\ \times \lambda^{1/k} \rho^{n_p/k} (p_T/p_V)^{(k-1)/k}. \quad (47)$$

Обозначив $A = \varepsilon_d^{n/k-1} / \varepsilon_p^{n_p/k-1}$, сгруппируем все слагаемые, содержащие $T_{ост}$, в левой части:

$$T_{ост} + \gamma T_{ост} (1 - A \lambda^{1/k} \rho^{n_p/k} \beta^{-1}) = A \lambda^{1/k} \rho^{n_p/k} \beta^{-1} (p_T/p_V)^{(k-1)/k} \times \\ \times (T_s (p_V/p_s)^{(k_s-1)/k_s} + \Delta T). \quad (48)$$

Уравнение (48) содержит две искомые величины, поэтому для решения задачи используем уравнение баланса масс $M_V = M_{см} + M_{ост}$, которое после преобразования может быть приведено к виду

$$\eta_{Vs} = \frac{\varepsilon_d}{\varepsilon - 1} \frac{p_V}{p_s} \frac{T_s}{T_V} \frac{1}{1 + \gamma}.$$

С учетом выражения (47)

$$\eta_{Vs} = \frac{\varepsilon_d}{\varepsilon - 1} \frac{p_V}{p_s} \frac{T_s}{T_s (p_V/p_s)^{(k_s-1)/k_s} + \Delta T + \gamma T_{ост} (p_V/p_T)^{(k-1)/k}}. \quad (49)$$

Максимальное значение коэффициента наполнения обеспечивается при полной очистке цилиндра от остаточных газов:

$$\eta_{Vsmax} = \frac{\varepsilon_d}{\varepsilon - 1} \frac{p_V}{p_s} \frac{T_s}{T_s (p_V/p_s)^{(k_s-1)/k_s} + \Delta T}. \quad (50)$$

Решая уравнения (49) и (50) относительно $\gamma T_{ост}$, имеем

$$\gamma T_{ост} = \left(\frac{\eta_{Vsmax}}{\eta_{Vs}} - 1 \right) \left[T_s \left(\frac{p_V}{p_s} \right)^{(k_s-1)/k_s} + \Delta T \right] \left(\frac{p_T}{p_V} \right)^{(k-1)/k}.$$

Подставив это выражение в уравнение (48), получим расчетную формулу для вычисления температуры остаточных газов:

$$T_{ост} = \left(\frac{p_T}{p_V} \right)^{(k-1)/k} \left(T_s \left(\frac{p_V}{p_s} \right)^{(k_s-1)/k_s} + \Delta T \right) \times \\ \times \left[1 + \frac{\eta_{Vsmax}}{\eta_{Vs}} (A \lambda^{1/k} \rho^{n_p/k} \beta^{-1} - 1) \right].$$

Величины λ и ρ можно найти, например, используя методику И. К. Шокотова.

Рассмотрим результаты исследования, проведенного на основе изложенной методики. Величина η_{Vs} зависит от перепада давления на впуске p_s и выпуске p_T , а также частоты вращения коленчатого вала n . Характерно, что увеличение p_s/p_T существенно сказывается на качестве очистки цилиндра лишь до определенного предела, после которого η_{Vs} , достигнув максимального значения, практически не изменяется. Во всем исследуемом диапазоне $n = 500 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$ η_{Vsmax} находится вблизи $p_s/p_T \approx 1,15$.

Основываясь на параметрах исследуемых режимов при газовой связи турбокомпрессора и двигателя, можно установить, при каких значениях КПД турбокомпрессора η_{TK} возможно достижение полной очистки цилиндра от продуктов сгорания. Можно решить и обратную задачу — определить соотношения p_s/p_T , соответствующие полной очистке, при известных характеристиках турбины и компрессора.

В диапазоне $p_s/p_T < 1$ коэффициент наполнения по мере уменьшения этого отношения снижается медленнее при более высоких n , что объясняется сокращением времени перекрытия клапанов и ростом гидравлических сопротивлений. Как видно из рис. 4, температура остаточных газов не остается неизменной. Она зависит от режимных параметров. В зоне $p_s/p_T < 1$ по мере уменьшения отношения наблюдается рост $T_{ост}$ и постепенное сближение с температурой газов на выпуске T_T . Это связано с обогащением смеси в цилиндре, необходимым для поддержания нагрузки при ухудшении газообмена.

При $p_s/p_T > 1$ влияние состава смеси становится все менее значительным. Снизившись до $T_{ост} = 700 \text{ К}$, температура остаточных газов стабилизируется, несмотря на дальнейший рост отношения p_s/p_T . Расхождение $T_{ост}$ и T_T в рассматриваемой зоне связано с разбавлением продуктов сгорания продувочным воздухом.

В зоне $p_s/p_T < 1$ резкое ухудшение коэффициента наполнения связано с повышением сопротивления выходу продуктов сгорания из цилиндра. При относительно большом перекрытии клапанов ($\delta = 132^\circ$) даже незначительный рост противодействия

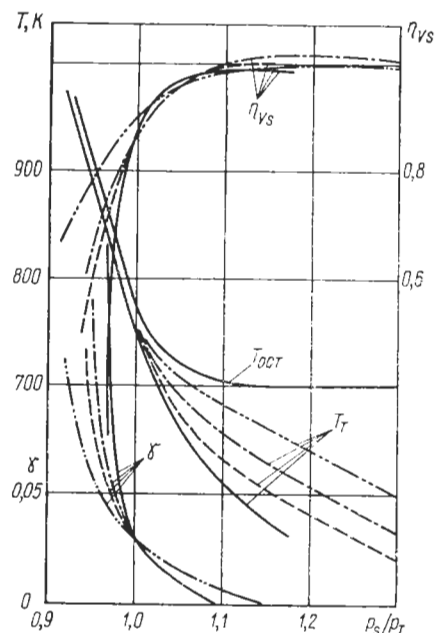


Рис. 4. Зависимость температуры и коэффициента остаточных газов, температуры газов перед турбиной и коэффициента наполнения от перепада давлений при различных частотах вращения коленчатого вала:

— $n=530$ мин⁻¹; — $n=670$ мин⁻¹; — $n=850$ мин⁻¹; — $n=1000$ мин⁻¹

мент эксплуатации дизеля, позволяет выявить состояние элементов конструкции.

Оценка совершенства элементов камеры сгорания по параметрам рабочего процесса. Одной из основных задач при создании двигателя является нахождение рационального сочетания между конструктивными элементами камеры сгорания, топливной аппаратуры и органов газообмена, обеспечивающего наиболее полное и своевременное сгорание топлива и вследствие этого высокую эксплуатационную экономичность. Отсутствие аналитических методов расчетного определения взаимосвязи между конструктивными факторами и режимными параметрами и процессами образования топливовоздушной смеси и сгорания топлива требует проведения многочисленных экспериментов и анализа опытных данных.

Сложность процессов в цилиндре предопределила применение методов анализа рабочего процесса по индикаторным диа-

граммам с помощью скоростной регистрации процессов, термометрирования деталей и исследования тепловых потоков и др. Значительные возможности углубления знаний о внутрицилиндровых процессах и их показателях связаны с исследованием проб газов, отобранных из цилиндра специальными быстродействующими управляемыми устройствами. Однако сложность газоотборных устройств, высокие требования к аппаратуре газового анализа привели к ограниченному применению их в практике исследования и доводки конструкции двигателей и недостаточному развитию методов обработки опытных данных.

Результаты расчетно-экспериментального исследования позволили проследить закономерности изменения γ и $T_{ост}$ для конкретной конструкции системы газообмена. Для ДВС других конструкций эти зависимости будут иметь другие сочетания искомых величин, однако предложенная методика их определения универсальна.

Полученные закономерности являются эталонными. Они справедливы для конструкции в ее исходном техническом состоянии. Сопоставление эталонных параметров с аналогичными, полученными в любой мо-

граммам с помощью скоростной регистрации процессов, термометрирования деталей и исследования тепловых потоков и др. Значительные возможности углубления знаний о внутрицилиндровых процессах и их показателях связаны с исследованием проб газов, отобранных из цилиндра специальными быстродействующими управляемыми устройствами. Однако сложность газоотборных устройств, высокие требования к аппаратуре газового анализа привели к ограниченному применению их в практике исследования и доводки конструкции двигателей и недостаточному развитию методов обработки опытных данных.

Результаты экспериментов показывают возможности исследования конструктивных решений при использовании данных о составе продуктов сгорания в любой момент процесса в цилиндре.

Период выделения теплоты, ее интенсивность влияют на технико-экономические показатели двигателя. Они во многом определяются распределением теплоты в течение того времени, когда рабочее тело находится в цилиндре. В общем виде в относительных величинах баланс теплоты можно представить уравнением

$$x = x_i + x_w,$$

где x — коэффициент полного тепловыделения; x_i — коэффициент индикаторного тепловыделения; x_w — относительные потери теплоты в стенки.

Основные трудности решения такого уравнения при традиционных способах исследования связаны с тем, что полное тепловыделение x в любой момент времени неизвестно. В то же время анализ индикаторной диаграммы позволяет с учетом ряда допущений определять индикаторное тепловыделение на основе взаимосвязи количеств подведенной и расходуемой теплоты:

$$x_i = \frac{M m c_{V_m} T - M_{н.с} m c_{V_{м.с}} T_{н.с} + \int_{V_{н.с}}^V p dV}{B_{ц} Q_H}, \quad (51)$$

где M и $M_{н.с}$ — масса газа соответственно в любой момент в цилиндре и в начале сгорания; T и $T_{н.с}$ — температура соответственно в цилиндре в любой момент сгорания и в его начале; $m c_{V_m}$ и $m c_{V_{м.с}}$ — теплоемкость газа соответственно в любой момент сгорания и в его начале; V и $V_{н.с}$ — объем цилиндра в любой момент сгорания и в его начале; $B_{ц}$ — цикловая подача топлива; Q_H — низшая теплота сгорания топлива.

При наличии данных о составе смеси в цилиндре возможен расчет полного тепловыделения. Кроме того, можно вычислить массу газов

$$M = M_{н.с} (\beta_{0_{к.в}} + \gamma) / (1 + \gamma) = \beta_{к.в} M_{н.с}, \quad (52)$$

где $\beta_{0\alpha_{\kappa, \text{в}}}$ и $\beta_{\alpha_{\kappa, \text{в}}}$ — соответственно химический и полный коэффициенты молекулярного изменения в любой момент процесса горения, и теплоемкость газа в любой момент горения

$$mc_{Vm\alpha_{\kappa, \text{в}}} = mc_{Vm\text{CO}_2} [\text{CO}_2]_{\text{вл}} + mc_{Vm\text{O}_2} [\text{O}_2]_{\text{вл}} + \\ + mc_{Vm\text{N}_2} [\text{N}_2]_{\text{вл}} + mc_{Vm\text{H}_2\text{O}} [\text{H}_2\text{O}] + \dots,$$

где $[\text{CO}_2]_{\text{вл}}$, $[\text{O}_2]_{\text{вл}}$, $[\text{N}_2]_{\text{вл}}$ — истинные концентрации продуктов горения.

Температура газов в цилиндре связана с давлением уравнением состояния $T = pV/(MR)$. Исходя из однотипности проводимых по уравнению (51) расчетов, представим работу газов в цилиндре в следующем виде:

$$\int_{V_{\text{н.с}}}^V p dV = \int_{V_{\text{н.с}}}^V \frac{MRT}{V} dV = M_{\text{н.с}} R \int_{V_{\text{н.с}}}^V \beta_{\alpha_{\kappa, \text{в}}} T \frac{dV}{V}.$$

Тогда уравнение для расчета индикаторного тепловыделения удобно представить в форме:

$$\beta_{\alpha_{\kappa, \text{в}}} mc_{Vm} T - mc_{Vm\text{н.с}} T_{\text{н.с}} + R \int_{V_{\text{н.с}}}^V \beta_{\alpha_{\kappa, \text{в}}} T \frac{dV}{V} \\ x_i = M_{\text{н.с}} \frac{B_{\text{ц}} Q_{\text{н}}}{B_{\text{ц}} Q_{\text{н}}} \quad (53)$$

Входящий в уравнения (52) и (53) коэффициент молекулярного изменения

$$\beta_{\alpha_{\kappa, \text{в}}} = (\beta_{0\alpha_{\kappa, \text{в}}} + \gamma)/(1 + \gamma),$$

$$\text{где } \beta_{0\alpha_{\kappa, \text{в}}} = \frac{\mu_{\text{воз}}}{\sum \mu_i [r_i]_{\text{вл}}} \frac{\sum G_i}{G_{\text{см}}} = \frac{\mu_{\text{воз}}}{\mu_{\text{п.г}}} \left(1 + \frac{\sigma}{(1 + \gamma) \alpha_{\text{ср}} L_0} \right),$$

где $\mu_{\text{воз}}$ — относительная молекулярная масса воздуха; μ_i и $[r_i]_{\text{вл}}$ — соответственно относительная молекулярная масса i -го компонента газа и его истинная концентрация; G_i — масса i -го компонента газа, кг; $G_{\text{см}}$ — масса свежей смеси, кг; $\mu_{\text{п.г}}$ — относительная молекулярная масса продуктов горения; σ — текущая относительная подача топлива; $\alpha_{\text{ср}}$ — коэффициент избытка воздуха, определяемый по расходу воздуха и топлива; L_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива.

Учет изменения состава газа избавляет от необходимости вести обработку индикаторной диаграммы в обратном направлении от моментов, когда процесс сгорания заведомо окончен. При традиционной обработке данных считают $x=1$, что не соответствует действительности. Кроме того, при наличии данных о составе газов нет необходимости задаваться некоторым

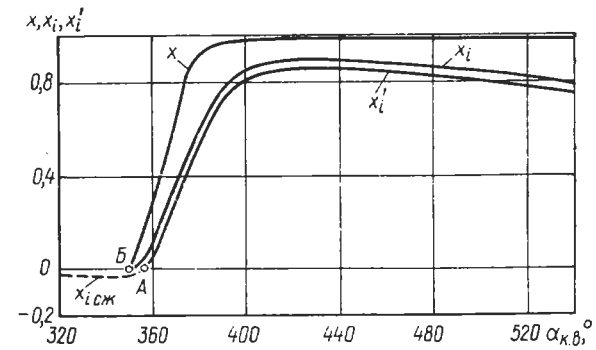


Рис. 5. Изменение показателей теплового баланса

постоянным для исследуемого цикла соотношением $x_i/x = \psi$. Такое допущение связано с представлениями о том, что потери теплоты в стенки пропорциональны тепловыделению. Его вынуждены принимать из-за невозможности при отсутствии данных о составе газов установить закономерность изменения x , но оно позволяет избежать прямого вычисления x и определить при этом потери теплоты в стенки цилиндра $x_w = x_i(1/\psi - 1)$.

Помимо рассмотренных выше представляют интерес составляющие теплового баланса в период сжатия. Для их определения преобразуем уравнение индикаторного тепловыделения. Для упрощения будем считать, что процесс сжатия начинается от НМТ. При таком допущении расчетное уравнение примет вид

$$mc_{Vm} T - mc_{Vm\alpha} T_{\alpha} + R \int_{V_{\alpha}}^V T \frac{dV}{V} \\ x_{i\text{сж}} = M_{\text{н.с}} \frac{B_{\text{ц}} Q_{\text{н}}}{B_{\text{ц}} Q_{\text{н}}} \quad (54)$$

где $mc_{Vm\alpha}$ — средняя теплоемкость газа в начале сжатия; T_{α} и V_{α} — соответственно температура и объем цилиндра в начале сжатия.

Вычисленные по уравнению (54) значения $x_{i\text{сж}}$ представляют собой относительные потери, связанные с работой поршня по изменению внутренней энергии свежего заряда (и остаточных газов) до начала сгорания и сжатием. Суммирование этих потерь к началу сгорания позволяет выделить момент (рис. 5, точка А), когда в цилиндре эти потери компенсируются и начинается период активного тепловыделения. Как правило, при обработке индикаторных диаграмм кривые x и x_i строят из одной общей точки В. В этом случае не учитывается теплота, потерянная при сжатии, для компенсации которой необходимы затраты выделяющейся в начале горения теплоты. Фактическое начало индикаторного тепловыделения соответствует не началу

горения, а некоторой точке А. Таким образом, действительный закон индикаторного тепловыделения отличается от традиционно определяемого, т. е. $x_i' = x_i + x_{i \text{ сж. н. с.}}$ (где $x_{i \text{ сж. н. с.}}$ — коэффициент индикаторного тепловыделения в конце сжатия или в начале сгорания).

Для вычисления x_i' можно воспользоваться уравнениями (53) и (54), после преобразования которых получим

$$x_i' = M_{\text{н.с.}} \frac{\beta_{\alpha_{\text{к.в}}} mc_{V_m} T - mc_{V_{ma}} T_a + R \int_{V_{180}}^V \beta_{\alpha_{\text{к.в}}} \frac{dV}{V}}{B_{\text{ц}} Q_{\text{н}}} \quad (55)$$

Уравнение (55) позволяет проводить расчет только до момента открытия выпускных клапанов. Поэтому для оценки потерь теплоты в стенке камеры сгорания и выпускного патрубка крышки цилиндра кривую x_i продолжают до пересечения с ординатой $\alpha = 540^\circ$ по углу поворота коленчатого вала.

Если расчет индикаторного тепловыделения проводить с учетом изменения массы газа (после открытия выпускных клапанов), то уравнение (55) необходимо преобразовать. При этом надо учесть внутреннюю энергию оставшегося в цилиндре газа $M_{\text{н.с.}} (\beta_{540} - \delta M_{\text{в}}) mc_{V_m} T_{540}$ (где $\delta M_{\text{в}}$ — относительная масса продуктов сгорания, вышедших из цилиндра до прихода поршня в НМТ). Дополнительная работа газов в цилиндре от начала

выпуска до НМТ $R \int_{V_e}^{V_{540}} MT \frac{dV}{V}$ (где V_e — объем цилиндра в

момент открытия выпускных клапанов). Тогда уравнение для вычисления индикаторного тепловыделения будет иметь вид

$$x_i' = \frac{M_{540} mc_{V_m} T_{540} - M_{\text{н.с.}} mc_{V_{ma}} T + R \int_{V_{180}}^{V_{540}} MT \frac{dV}{V}}{B_{\text{ц}} Q_{\text{н}}}$$

и для индикаторного КПД

$$\eta_i = R \int_{V_{180}}^{V_{540}} MT \frac{dV}{V} / (B_{\text{ц}} Q_{\text{н}}).$$

Таким образом, подведенную теплоту можно представить в виде отдельных составляющих при положении поршня в НМТ процесса расширения — выпуска:

$$x = 1 - \Delta_{\text{н.с.}} \quad \text{и} \quad x = \eta_i + \delta U + x_w,$$

где δU — относительное изменение внутренней энергии газов между началом сжатия и концом расширения до НМТ с учетом

выпуска,

$$\delta U = M_{\text{н.с.}} [(\beta_{\alpha_{\text{к.в}}} - \delta M_{\text{в}}) mc_{V_m} T_{540} - mc_{V_{ma}} T_a] / (B_{\text{ц}} Q_{\text{н}});$$

$$\delta M_{\text{в}} = M_{\text{в}} / (\beta_{\alpha_{\text{к.в}}} M_{\text{н}});$$

$\Delta_{\text{н.с.}}$ — доля потерь теплоты из-за неполноты сгорания.
Тогда

$$1 = \eta_i + \delta U + x_w + \Delta_{\text{н.с.}} \quad (56)$$

Анализ полученных данных о распределении теплоты ($\Delta_{\text{н.с.}} = 0,008$; $\delta U = 0,342$; $x_w = 0,195$; $\eta_i = 0,455$) в соответствии с уравнением (56) позволяет дать некоторую оценку анализируемого процесса в цилиндре дизеля типа ЧН 26/26. Высокий индикаторный КПД свидетельствует о хорошей организации рабочего процесса и достаточно своевременном сгорании топлива. Данные об относительных потерях теплоты в стенке цилиндра отличаются от этих данных для аналогичных двигателей. В то же время применяемые для такой оценки методики основываются на графическом построении характеристики индикаторного тепловыделения и потому неточны. Значение x_w оказалось выше, чем при определении по традиционной методике (0,162), что объясняется учетом потерь при сжатии. Недожог топлива оказался небольшим и не превышает 1 %.

При определении относительного количества выделившейся теплоты $x = 1 - \Delta_{\text{н.с.}}$ долю невыделившейся из-за неполноты сгорания теплоты вычисляют с учетом недожога топлива, т. е.

$$\Delta_{\text{н.с.}} = \Delta_{\text{сн}} + \Delta_{\text{с}} + \Delta_{\text{со}} + \Delta_{\text{н}_2} + \dots,$$

где $\Delta_{\text{сн}}$ — доля потерь теплоты с несгоревшими углеводородами, приведенными к исходному среднему углеводороду $C_n H_m$,

$$\Delta_{\text{сн}} = \frac{n + 0,0833m}{n + (H/C)m} \frac{12n + m}{\mu_{\text{п.г}}} [C_n H_m]_{\text{вл}} (1 + \alpha L_0);$$

n и m — количество атомов углерода и водорода; $\mu_{\text{п.г}}$ — относительная молекулярная масса продуктов горения; $\Delta_{\text{с}}$ — относительные потери теплоты, связанные с «закалкой» углерода,

$$\Delta_{\text{с}} = 758 \frac{C^*}{Q_{\text{н}} \mu_{\text{п.г}}} (1 + \alpha L_0);$$

C^* — содержание сажи, кг/м³; $Q_{\text{н}}$ — в МДж/кг; $\Delta_{\text{со}}$ — относительные потери теплоты, определяемые наличием CO ,

$$\Delta_{\text{со}} = 2,534 \cdot 10^5 \frac{[\text{CO}]_{\text{вл}}}{Q_{\text{н}} \mu_{\text{п.г}}} (1 + \alpha L_0);$$

$\Delta_{\text{н}_2}$ — относительные потери теплоты, обусловленные наличием H_2 ,

$$\Delta_{\text{н}_2} = 1,97 \cdot 10^5 \frac{[\text{H}_2]_{\text{вл}}}{Q_{\text{н}} \mu_{\text{п.г}}} (1 + \alpha L_0).$$

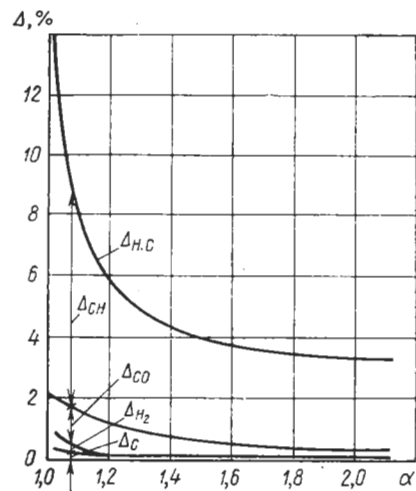


Рис. 6. Зависимость потерь теплоты в результате неполноты сгорания топлива от состава смеси в цилиндре при $n=350\ldots 1000$ мин⁻¹

достаточно для образования конечных продуктов сгорания. Поэтому концентрации CO_2 , CO , H_2 практически не зависят от скоростного режима работы двигателя и хорошо описываются закономерностью $[r_i] = f(\alpha)$. Широкий диапазон изменения состава смеси в цилиндре $\alpha = 1\ldots 2,2$ позволил выявить возможности осуществления рабочего процесса при очень богатых смесях.

Анализ потерь от неполноты сгорания (см. рис. 6) показывает, что режимы работы дизеля при $\alpha < 1,5$ нежелательны вследствие резкого возрастания $\Delta_{н.с.}$. Относительная стабилизация $\Delta_{н.с.}$ в диапазоне $\alpha = 1,5\ldots 2,2$ позволяет предположить, что в данной конструкции почти достигнут предел возможного улучшения смесеобразования и сгорания.

Приводимые данные не являются достаточными для всесторонней оценки процессов смесеобразования и сгорания, так как при анализе состава газов на выпуске остаются неизвестными рациональные интервал сгорания смеси и его ориентация во времени, определяющие наилучшие индикаторные показатели цикла. Они могут быть получены при наличии закономерностей изменения состава газов в цилиндре во времени в зависимости от конструктивных решений и режимных параметров конкретного двигателя.

Обработка проб газа из цилиндра отсека дизеля ЧН 26/26 позволила установить закон тепловыделения $x = f(\alpha_{к.в})$ по мере развития процесса сгорания (см. рис. 5). При этом количество

Приведенные уравнения могут быть использованы также и для анализа показателей по составу газов, отобранных на выпуске ДВС. Приняв определенные меры по прекращению основных реакций в отбираемых продуктах, можно определить $\Delta_{н.с.}$ и другие величины, характеризующие конечные результаты процесса сгорания в цилиндре.

На рис. 6 приведены зависимости $\Delta_{н.с.}$ от состава смеси α в цилиндре, определенные по составу отработавших газов отсека дизеля ЧН 26/26 при различных частотах вращения коленчатого вала. При принятом объемном способе смесеобразования времени от начала воспламенения до начала выпуска (0,02...0,05 с)

выделившейся теплоты определялось по формулам

$$Q_{с\alpha_{к.в}} = 0,87 (33,91 \bar{C}_{\text{CO}_2} + 23,7 \bar{C}_{\text{CO}});$$

$$Q_{\text{H}\alpha_{к.в}} = 0,13 \cdot 103 \bar{H}_{\text{H}_2\text{O}},$$

где $Q_{с\alpha_{к.в}}$ и $Q_{\text{H}\alpha_{к.в}}$ — количество теплоты, выделившейся к произвольному моменту времени при сгорании углерода и водорода топлива; $\bar{C}_{\text{CO}_2}$, $\bar{C}_{\text{CO}}$ — массовые доли углерода топлива, затраченного на образование соответственно CO_2 и CO ; $\bar{H}_{\text{H}_2\text{O}}$ — массовая доля водорода, участвовавшего в сгорании.

Текущее значение коэффициента полного тепловыделения (см. рис. 5) $x = (Q_{с\alpha_{к.в}} + Q_{\text{H}\alpha_{к.в}})/Q_{\text{H}}$.

Для рассматриваемого дизеля на исследуемом режиме недожог топлива составил 0,8 %. Однако более важными являются данные о характере тепловыделения в цилиндре. Согласно рис. 5 основная часть сгорания заканчивается при $\alpha_{к.в} = 382^\circ$, при этом $x = 0,95$. Последующий процесс догорания с выделением 4,2 % теплоты происходит за 38° угла поворота коленчатого вала. Следует отметить, что определение x по составу газов в цилиндре позволило выявить интервал сгорания и, что очень важно, момент начала сгорания $\alpha_{н.с.}$ (см. рис. 5, точка Б).

Анализ состава продуктов сгорания позволяет определить эквивалентное количество топлива в пробе газа. Процесс образования смеси определяется моментом начала подачи топлива. По мере поступления топлива в цилиндр и при его сгорании состав газа в цилиндре меняется. Массовая доля топлива в пробе газа

$$g_T = (\mu_T/\mu_{см}) [C_n H_m], \quad (57)$$

где μ_T и $\mu_{см}$ — относительная молекулярная масса соответственно топлива и смеси газов.

Эта же величина может быть вычислена по другой формуле:

$$g_T = B_{\alpha_{к.в}} / [(1 + \gamma) \alpha L_0 B_{ц} + B_{\alpha_{к.в}}], \quad (58)$$

где $B_{\alpha_{к.в}}$ — текущая подача топлива.

Решая совместно уравнения (57) и (58), получим

$$B_{\alpha_{к.в}} = \frac{(\mu_T/\mu_{см}) [C_n H_m]}{1 - (\mu_T/\mu_{см}) [C_n H_m]} (1 + \gamma) \alpha L_0 B_{ц}. \quad (59)$$

Цикловая подача топлива $B_{ц} = \eta_v G_h / (\alpha L_0)$ (где G_h — потенциальный заряд цилиндра, кг). Коэффициент избытка воздуха α вычисляют по расходу воздуха и топлива либо по составу газов на выпуске (с учетом продувки).

Поделив левую и правую части уравнения (59) на $B_{ц}$, получим $\sigma = \frac{(1 + \gamma) \alpha L_0}{\mu_{см}/(\mu_T [C_n H_m]) - 1}$. Эта формула пригодна для

вычислений до начала сгорания. После начала горения массовая доля топлива в продуктах горения

$$g_{\tau} = \sum (g_{\Sigma C} + g_{\Sigma H}),$$

где $g_{\Sigma C}$ и $g_{\Sigma H}$ — массовые доли соответственно углерода и водорода, находящихся в продуктах сгорания, $g_{\Sigma C} = g_{C_{CO_2}} + g_{C_{CO}} + g_{C_C} + g_{C_{CH}}$, $g_{\Sigma H} = g_{H_{H_2O}} + g_{H_{H_2}} + g_{H_{CH}}$; $g_{C_{CO_2}}$, $g_{C_{CO}}$, g_{C_C} и $g_{C_{CH}}$ — массовые доли углерода в продуктах сгорания, содержащегося соответственно в CO_2 , CO , саже и в несгоревших углеводородах; $g_{H_{H_2O}}$, $g_{H_{H_2}}$ и $g_{H_{CH}}$ — массовые доли водорода в продуктах соответственно затраченного на образование паров воды, оставшегося свободным и в несгоревших углеводородах.

Если при исследованиях газы анализируют только на углеродосодержащие продукты, то вычислить массовую долю топлива можно по формуле

$$g_{\tau} = (1/C) g_{\Sigma C},$$

где C — массовая доля углерода в топливе.

В результате дальнейших преобразований получим относительную цикловую подачу топлива в зоне отбора пробы

$$\sigma_m = \frac{(1 + \gamma) \alpha_{cp} L_0}{1/g_{\tau} - 1}. \quad (60)$$

Определенные по данным газового анализа продуктов горения отсека дизеля ЧН 26/26 значения σ_m (рис. 7) свидетельствуют о том, что в зоне отбора пробы (периферийная зона камеры сгорания напротив отверстия распылителя форсунки) имеется богатая смесь с концентрацией топлива, превышающей среднюю по цилиндру в любой момент времени. Значения σ_m характеризуют недостаточное перемешивание топлива с воздухом в период образования смеси и сгорания. Это подтверждают и низкие значения коэффициента α в рассматриваемой зоне в период сгорания.

Полученная закономерность изменения σ_m позволяет определить момент окончания подачи топлива. Он соответствует $\sigma_{m \max}$ (см. рис. 7). Недостаточный объем отбираемой пробы не позволил охватить зону вблизи форсунки. Поэтому интервал $\sim 5^\circ$ по углу поворота коленчатого вала не исследовался, так как топливный факел еще «не вошел» в зону отбора проб. Тем не менее экстраполяция σ_m (штриховая линия) позволила определить и момент начала подачи топлива.

Полученные численные значения σ_m обеспечивают возможность определения подачи топлива в цилиндр на основе коррекции результатов исследования: $\sigma = \sigma_m / \sigma_{m \max}$. Коррекция значений σ_m позволяет не только выявить осредненную по цилиндру

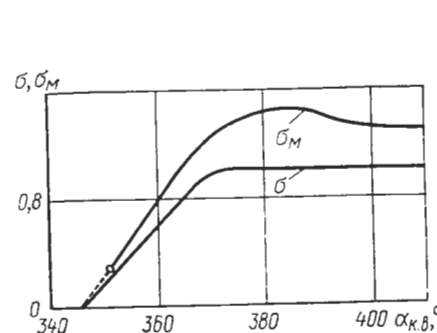


Рис. 7. Закономерность изменения подачи топлива в цилиндр

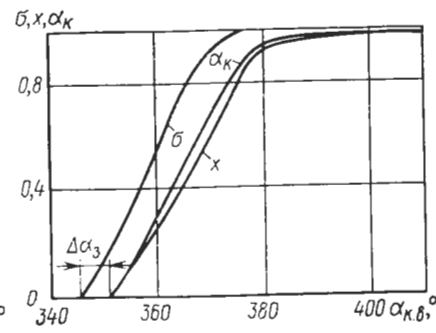


Рис. 8. Изменение тепловыделения, подачи топлива в цилиндр дизеля и коэффициента качества смеси при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$

подачу топлива, но и дает возможность оценить изменение состава смеси.

Если в уравнении (60) использовать величину σ , то можно оценить текущие значения $B_{\alpha, \kappa, \nu}$ и изменение массовой доли топлива при условии равномерного распределения его в цилиндре:

$$g_{\tau, p} = (1 + \alpha L_0 / \sigma)^{-1}.$$

Изменение коэффициента избытка воздуха в цилиндре при равномерном распределении топлива по мере его подачи $\alpha_p = \eta_v G_h / (B_{\alpha, \kappa, \nu} L_0)$. Однако, учитывая, что $\eta_v G_h = \alpha L_0 B_{\alpha, \kappa, \nu}$, получим $\alpha_p = \alpha_{cp} / \sigma$.

Зная характер изменения σ и σ_m , можно на основе баланса подачи топлива установить наличие зон, в которых коэффициент избытка воздуха отличен от местного α_m , полученного при отборе и анализе газов.

Относительная подача топлива при условии равномерного распределения его по цилиндру

$$\sigma_p = 0,5 (\sigma_m + \sigma_{об}),$$

где $\sigma_{об}$ — относительная подача топлива в зону цилиндра, отличающую по составу смеси (обогащенная или обедненная) от места отбора.

После несложных преобразований уравнения (60) получим

$$\sigma_{об} = \alpha_{cp} (2/\alpha_p - 1/\alpha_m).$$

Сопоставление зависимостей σ и x (рис. 8) позволяет определить угол $\Delta \alpha_3$ и период задержки самовоспламенения топлива

$$\tau_3 = \Delta \alpha_3 / (6n),$$

где τ_3 — в мс.

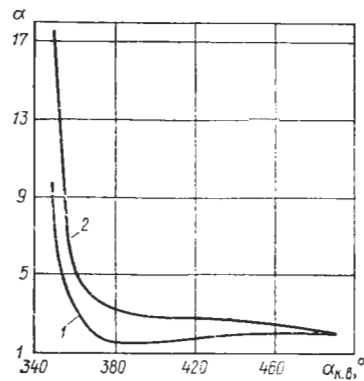


Рис. 9. Изменение состава смеси в различных зонах камеры сгорания:

1 — в зоне отбора проб (зона факела); 2 — в зоне, удаленной от факела

$$\alpha = \frac{[\text{CO}_2]_{\text{вл}} + 0,5 [\text{H}_2\text{O}] + 0,5 [\text{CO}]_{\text{вл}} + [\text{O}_2]_{\text{вл}}}{[\text{CO}_2]_{\text{вл}} + [\text{CO}]_{\text{вл}} + 0,5 ([\text{H}_2\text{O}] + [\text{H}_2]_{\text{вл}}) + (n + m/4) [\text{C}_n\text{H}_m]_{\text{вл}} + [\text{r}_\text{C}]_{\text{вл}}},$$

где $[\text{r}_\text{C}]$ — объемная доля углерода, выделившегося в виде сажи.

В эту формулу входят концентрации компонентов газа, определенные с учетом концентрации паров воды, т. е. истинные.

Как показали исследования дизеля типа ЧН 26/26, при среднем значении $\alpha_{\text{ср}} = 2,05$ коэффициент избытка воздуха в локальной зоне цилиндра меняется в широком диапазоне (рис. 9). Это объясняется закономерностью поступления топлива и взаимодействием топливного факела и воздушного заряда. Полное выравнивание состава газов в цилиндре соответствует $\alpha_{\text{к.в.}} \approx 480 \dots 490^\circ$. Об этом свидетельствует коэффициент избытка воздуха, вычисленный по составу газов при указанном положении кривошипа ($[\text{O}_2]_{\text{вл}} = 0,126$; $[\text{CO}_2]_{\text{вл}} = 0,082$; $[\text{H}_2\text{O}] = 0,0745$), и изменение концентрации кислорода в пробах после окончания сгорания.

Анализ изменения концентрации кислорода при горении и после его окончания позволяет сделать некоторые выводы. В период основного горения соотношение воздуха и топлива как в центральной, так и в периферийной зоне камеры неблагоприятно, так как фактический коэффициент избытка воздуха оказывается значительно меньше среднего по объему цилиндра. Выравнивание состава газов в цилиндре происходит значительно позже окончания горения (через $40 \dots 50^\circ$ угла поворота коленчатого вала). Замедление горения можно объяснить значительным избыточным количеством кислорода в первый момент горения. В этот период, как видно из рис. 9, $\alpha = 4 \dots 9$. По мере

Известно большое число различных зависимостей для определения коэффициента избытка воздуха по составу газов. Однако в большинстве из них предусмотрено определение α в расчете на «сухие» продукты. Это объясняется трудностями определения истинных концентраций компонентов газа, т. е. с учетом содержания паров воды. Таким образом, заранее вносится методическая погрешность в оценку коэффициента избытка воздуха. Для исключения такой погрешности может быть использована следующая формула:

поступления топлива коэффициент избытка воздуха резко снижается и остается до окончания сгорания значительно меньшим средним значением.

Более глубокую оценку изменения α можно дать на основе анализа качества смесеобразования, полноты и своевременности сгорания. Качество смесеобразования смеси можно определить по степени участия кислорода в реакциях горения. Воспользовавшись формальными уравнениями сгорания, определяют коэффициент качества смесеобразования и полноты сгорания $\alpha_{\text{к}}$ как отношение количества кислорода, действительно участвовавшего в процессе горения к данному моменту времени, к тому его количеству, которое необходимо для полного сгорания топлива до конечных продуктов CO_2 и H_2O :

$$\alpha_{\text{к}} = \frac{[\text{CO}_2]_{\text{вл}} + 0,5 ([\text{CO}]_{\text{вл}} + [\text{H}_2\text{O}])}{[\text{CO}_2]_{\text{вл}} + [\text{CO}]_{\text{вл}} + 0,5 ([\text{H}_2\text{O}] + [\text{H}_2]_{\text{вл}}) + \sum (n + m/4) [\text{C}_n\text{H}_m]_{\text{вл}} + [\text{r}_\text{C}]_{\text{вл}}}.$$

Величина $\alpha_{\text{к}}$ — наиболее объективный критерий оценки процесса сгорания, так как именно кислород является единственным компонентом — окислителем всех веществ в цилиндре. Этот коэффициент может быть использован для вычисления скорости сгорания $\bar{v}_{\text{сг}} = \frac{d\alpha_{\text{к}}}{d\alpha_{\text{к.в.}}}$ (где $\bar{v}_{\text{сг}}$ — в $1/^\circ$) или $\bar{v}'_{\text{сг}} = \frac{1}{6n} \frac{d\alpha_{\text{к}}}{dt}$

(где $\bar{v}'_{\text{сг}}$ — в с^{-1}).

Величину $\alpha_{\text{к}}$ можно представить как сумму двух коэффициентов $\alpha_{\text{кС}}$ и $\alpha_{\text{кН}}$, определяющих качество смесеобразования и полноту сгорания углерода и водорода, т. е.

$$\alpha_{\text{к}} = \alpha_{\text{кС}} + \alpha_{\text{кН}},$$

где

$$\alpha_{\text{кС}} = \alpha_{\text{к}} \frac{[\text{CO}_2]_{\text{вл}} + 0,5 [\text{CO}]_{\text{вл}}}{[\text{CO}_2]_{\text{вл}} + 0,5 ([\text{H}_2\text{O}] + [\text{CO}]_{\text{вл}})};$$

$$\alpha_{\text{кН}} = \alpha_{\text{к}} \frac{0,5 [\text{H}_2\text{O}]}{[\text{CO}_2]_{\text{вл}} + 0,5 ([\text{H}_2\text{O}] + [\text{CO}]_{\text{вл}})}.$$

Зная $\alpha_{\text{кС}}$ и $\alpha_{\text{кН}}$, можно установить реакционную активность водорода и углерода, характеризующую участие кислорода при горении в процессе образования CO_2 (и CO) и H_2O . Однако практическую ценность представляет относительная величина реакционной активности $R_{\text{н/с}} = (\text{C}/\text{H}) (\alpha_{\text{кН}}/\alpha_{\text{кС}})$, учитывающая массовую долю углерода С и водорода Н в исходном топливе.

Водород значительно активнее углерода участвует в горении особенно в начальной его стадии (рис. 10). Он отбирает у углерода кислород при увеличивающемся общем его недостатке и для быстрого и своевременного сгорания углерода оставшегося количества кислорода недостаточно. Это приводит к возрастанию выделения С (сажи) и CO в средней стадии горения (рис. 11).

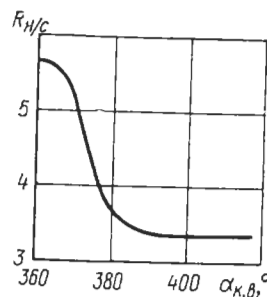
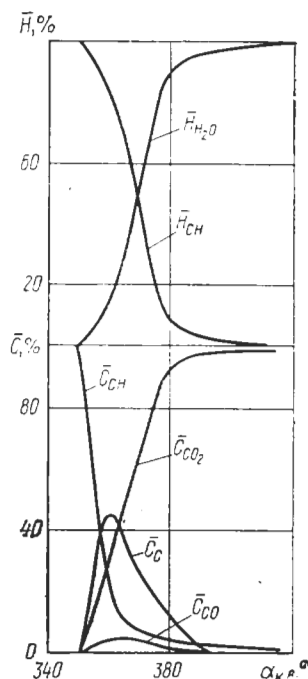


Рис. 10. Изменение относительной реакционной способности водорода и углерода при сгорании топлива в цилиндре дизеля

Рис. 11. Распределение массовых долей углерода и водорода топлива на образование продуктов сгорания



При проведении расчетных и экспериментальных исследований рабочего процесса ДВС часто необходимы данные об элементарном составе топлива $C+H+O=1$. Имеющиеся в литературе рекомендации не могут быть использованы при конкретных исследованиях. Рассмотрим методику оценки элементарного состава топлива по данным газового анализа продуктов сгорания. Целесообразность такой оценки связана с возможными колебаниями состава топлива.

Масса углерода топлива, затраченного соответственно на образование CO_2 , CO , C (сажу) и содержащегося в несгоревших углеводородах,

$$C_{CO_2} = 12 [CO_2]_{вл} (1 + \alpha L_0) / \mu_{п.с};$$

$$C_{CO} = 12 [CO]_{вл} (1 + \alpha L_0) / \mu_{п.с};$$

$$C_C = 12 [r_C]_{вл} (1 + \alpha L_0) / \mu_{п.с};$$

$$C_{CH} = 12 \sum n [C_n H_m]_{вл} (1 + \alpha L_0) / \mu_{п.с}.$$

Сумма этих величин равна массе углерода в топливе $C = C_{CO_2} + C_{CO} + C_C + C_{CH}$.

Аналогичным образом можно определить содержание водорода в топливе. Для этого используют формулы для вычисления

массы водорода, затраченного на образование воды (при сгорании топлива) $H_{H_2O} = 2[H_2O] (1 + \alpha L_0) / \mu_{п.с}$, «свободного» водорода в продуктах сгорания $H_{H_2} = 2[H_2]_{вл} (1 + \alpha L_0) / \mu_{п.с}$ и водорода несгоревших углеводородов

$$H_{CH} = \sum m [C_n H_m]_{вл} (1 + \alpha L_0) / \mu_{п.с}$$

(где под знаком суммы учтен «спектр» углеводородов, определяемых при анализе газов).

Суммируя эти величины, получают массу водорода в исследуемом топливе $H = H_{H_2O} + H_{H_2} + H_{CH}$.

В результате такого анализа можно оценивать элементарный состав топлива, на котором работает двигатель. Например, опыты, проведенные на одноцилиндровом отсеке дизеля ЧН 26/26 при частотах вращения коленчатого вала $n = 350 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$, позволили получить данные о распределении углерода и водорода, участвовавших в образовании различных компонентов продуктов сгорания (рис. 12). На их основе был определен элементарный состав топлива $C=0,87$, $H=0,13$, $O=0,0$. Точность оценки содержания компонентов топлива зависит от погрешности при анализе состава продуктов сгорания. Следует отметить, что применение при газовом анализе достаточно совершенной аппаратуры позволяет получить результаты с высокой степенью точности. В данном случае предельная относительная погрешность оценки C и H не превышала $\pm 1\%$.

Для обнаружения погрешностей или установления концентрации одного из компонентов, определение которого не проводилось, необходима проверка результатов анализа продуктов сгорания по известным контрольным уравнениям. Уравнения были по-

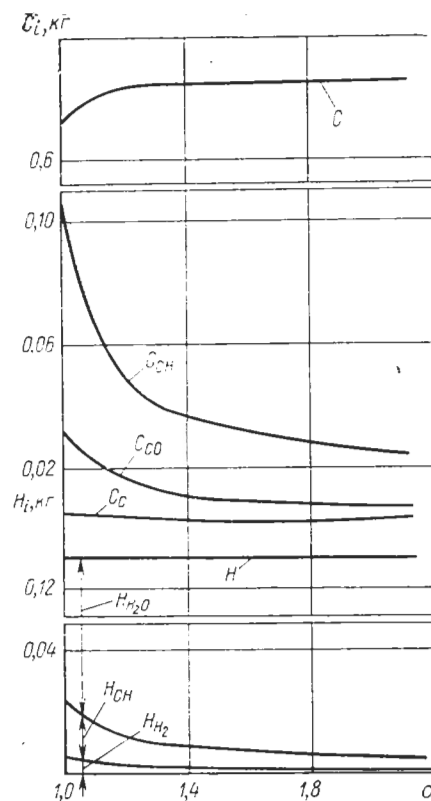


Рис. 12. Зависимость количества углерода и водорода топлива, затраченного на образование продуктов сгорания, от состава смеси в цилиндре дизеля

лучены с учетом представления углеводородов через метан, а сажи — как массовой доли углерода топлива. Первое не позволяет вести расчет для углеводородов более сложного состава, второе усложняет использование уравнения в качестве контрольного.

Рассмотрим пути формирования общего контрольного уравнения. Будем считать, что анализируемые сухие продукты сгорания содержат следующие компоненты: CO_2 , CO , C_nH_m , C (сажу), O_2 , N_2 , H_2 , для концентраций которых справедливо уравнение

$$[\text{CO}_2] + [\text{CO}] + [\text{C}_n\text{H}_m] + [r_c] + [\text{H}_2] + [\text{O}_2] + [\text{N}_2] = 1. \quad (61)$$

Воспользуемся следующим уравнением:

$$[\text{N}_2] = 3,78 [\text{O}_2]_в, \quad (62)$$

где $[\text{O}_2]_в$ — объемная доля кислорода воздуха в сухих продуктах сгорания.

Массовая концентрация топлива, определенная по сухим продуктам горения,

$$\begin{aligned} \frac{1}{C} \left(\rho_{\text{CO}_2} [\text{CO}_2] \frac{\mu_c}{\mu_{\text{CO}_2}} + \rho_{\text{CO}} [\text{CO}] \frac{\mu_c}{\mu_{\text{CO}}} + \rho_{\text{C}_n\text{H}_m} [\text{C}_n\text{H}_m] \times \right. \\ \left. \times \frac{12n}{\mu_{\text{C}_n\text{H}_m}} + \rho_{r_c} [r_c] \frac{\mu_c}{\mu_c} \right) = \frac{1}{C} \rho_{\text{CO}_2} \frac{\mu_c}{\mu_{\text{CO}_2}} ([\text{CO}_2] + \\ + [\text{CO}] + n [\text{C}_n\text{H}_m] + [r_c]), \end{aligned} \quad (63)$$

где ρ_i — плотность i -го компонента газа.

Отношение объема кислорода, пошедшего на сгорание водорода, к массе топлива (в $\text{м}^3/\text{кг}$)

$$v_{\text{O}_2} = (8/\rho_{\text{O}_2}) (H - O/8), \quad (64)$$

где O — массовая доля кислорода в топливе.

Основываясь на уравнениях (63) и (64), получим объемную долю кислорода в сухих продуктах сгорания, равную $1,265 \times \beta_T ([\text{CO}_2] + [\text{CO}] + n [\text{C}_n\text{H}_m] + [r_c])$ (где β_T — характеристика топлива, $\beta_T = 2,37 (H - \frac{O}{8}) \frac{1}{C}$).

Общий объем кислорода воздуха $[\text{O}_2]_в = [\text{CO}_2] + [\text{O}_2] + 0,5[\text{CO}] + 1,256 \beta_T ([\text{CO}_2] + [\text{CO}] + n [\text{C}_n\text{H}_m] + [r_c]) - n [\text{C}_n\text{H}_m] - [r_c] - [\text{H}_2]$. Последние три члена в этом выражении определяют объем кислорода, необходимый для дожигания углеводорода (только по углероду), сажи и водорода.

Подставив $[\text{O}_2]_в$ в формулу (62), а ее соответственно в уравнение баланса (61), после преобразований получим контрольное уравнение в окончательном виде

$$(1 + \beta_T) [\text{CO}_2] + (0,6045 + \beta_T) [\text{CO}] + (0,209 + n (\beta_T - 0,79)) \times \\ \times [\text{C}_n\text{H}_m] + (\beta_T - 0,582) [r_c] - 0,1865 [\text{H}_2] + [\text{O}_2] = 0,209.$$

Это уравнение применимо для контрольных проверок газобразных компонентов процесса горения. В предпламенных процессах подачи, испарения и подготовки топлива возможно использование уравнения, приведенного к виду $[\text{C}_n\text{H}_m] + [\text{O}_2] + [\text{N}_2] = 1$.

Распределение углерода в процессе горения на образование различных компонентов можно установить, используя массовые доли углерода в продуктах горения $g_{\text{C}_{\text{CO}_2}} = 12[\text{CO}_2]/\mu_{п.г}'$; $g_{\text{C}_{\text{CO}}} = 12[\text{CO}]/\mu_{п.г}'$; $g_{\text{C}_c} = 12[r_c]/\mu_{п.г}'$; $g_{\text{C}_{\text{CH}}} = 12n[\text{C}_n\text{H}_m]/\mu_{п.г}'$ (где $\mu_{п.г}'$ — относительная молекулярная масса сухих продуктов горения). Тогда массовые доли углерода топлива, затраченного на образование различных продуктов горения, можно определить по следующим формулам:

$$\begin{aligned} \bar{C}_{\text{CO}_2} &= g_{\text{C}_{\text{CO}_2}} / (g_{\text{C}_{\text{CO}_2}} + g_{\text{C}_{\text{CO}}} + g_{\text{C}_c} + g_{\text{C}_{\text{CH}}}) = \\ &= [\text{CO}_2] / ([\text{CO}_2] + [\text{CO}] + [r_c] + n [\text{C}_n\text{H}_m]); \\ \bar{C}_{\text{CO}} &= [\text{CO}] / ([\text{CO}_2] + [\text{CO}] + [r_c] + n [\text{C}_n\text{H}_m]); \\ \bar{C}_c &= [r_c] / ([\text{CO}_2] + [\text{CO}] + [r_c] + n [\text{C}_n\text{H}_m]); \\ \bar{C}_{\text{CH}} &= n [\text{C}_n\text{H}_m] / ([\text{CO}_2] + [\text{CO}] + [r_c] + n [\text{C}_n\text{H}_m]). \end{aligned}$$

При определении состава продуктов сгорания часто ограничиваются только несколькими компонентами, представляющими в данной задаче непосредственный интерес. Так, при исследованиях рабочего процесса определяют содержание в газах наиболее весомых компонентов — CO_2 , C_nH_m , CO , C (сажа), H_2 , H_2O , O_2 . Различие методов и особенностей определения этих компонентов в ряде случаев приводит к дальнейшим ограничениям числа составляющих. Это чаще всего относится к саже, несгоревшим углеводородам и парам воды.

Для определения содержания в продуктах сгорания основных компонентов запишем уравнения массового баланса углерода и водорода топлива:

$$C = 12 \frac{1 + \alpha L_0}{\mu_{п.г}} ([\text{CO}_2]_{вл} + [\text{CO}]_{вл} + n [\text{C}_n\text{H}_m]_{вл} + [r_c]_{вл});$$

$$H = 2 \frac{1 + \alpha L_0}{\mu_{п.г}} ([\text{H}_2\text{O}] + [\text{H}_2]_{вл} + 0,5m [\text{C}_n\text{H}_m]), \quad (65)$$

где $\mu_{п.г} = \mu_{п.г}' (1 - [\text{H}_2\text{O}]) + 18[\text{H}_2\text{O}]$.

Будем считать, что при проведении анализа газов концентрация паров воды не определялась. Это часто имеет место при хроматографических способах анализа, когда проба газов специально осушается для уменьшения погрешности при определении концентрации других компонентов. Определение содержа-

ния сажи в пробе также затруднено. Фильтрация пробы приводит к оседанию и конденсации паров воды и топлива. Последующее их удаление, например, ступенчатой возгонкой усложняет определение сажи в продуктах сгорания. Пропуск пробы через специальные фотоэлектрические приборы приводит к частичной конденсации и, следовательно, потере части влаги и углеводородов.

При определении концентрации углеводородов расчет проводят на метан или другие продукты (гексан), однако во всех случаях учитывается лишь содержание углерода и не принимается во внимание изменение соотношения углерода и водорода в несгоревших углеводородах.

Концентрацию паров воды определяют по формуле:

$$[H_2O] = 1 - (1 + 1,45 \cdot 10^{-2} \mu_{п.г} - 2A)^{-1}, \quad (66)$$

где $A = [CO_2] + 0,5[CO] + [O_2]$.

Действительная (истинная) концентрация любого газообразного компонента $[r_i]_{вл} = [r_i](1 - [H_2O])$. Тогда коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{[CO_2]_{вл} + 0,5[H_2O] + [CO]_{вл} + 0,5[H_2]_{вл} + [O_2]_{вл} + 0,5[CO]_{вл}}{+ (n + m/4) [C_nH_m]_{вл} + [r_C]_{вл}}, \quad (67)$$

где $[r_C] = 0,0224 C^*/\mu\text{с}$.

Первым из искоемых компонентов можно по уравнению (66) определить $[H_2O]$. Затем вычисляют $\mu_{п.г}$ и по уравнению (67) коэффициент α .

С помощью формулы (65) можно вычислить массу водорода в несгоревших углеводородах

$$H_{CH} = H - 2 \frac{1 + \alpha L_0}{\mu_{п.г}} ([H_2O] + [H_2]_{вл}). \quad (68)$$

Масса углерода в углеводородах $C_{CH} = 12 \frac{1 + \alpha L_0}{\mu_{п.г}} n [C_nH_m]_{вл}$.

В результате такого анализа можно установить соотношение углерода и водорода в углеводородах, претерпевших рекомбинацию при сгорании. Если принять, что числа атомов углерода и водорода связаны какой-либо пропорциональной зависимостью, например $m = 2n + 2$, то можно определить вид углеводорода. Для этого необходимо решить уравнение $C/H = 6n/(n+1)$ и вычислить число атомов углерода $n = C/(6H - C)$ и водорода $m = 2n + 2$.

Вычислив концентрацию паров воды, определяют истинное содержание газообразных продуктов и находят распределение водорода при горении между свободным водородом, водой и углеводородами. Массовые доли водорода в продуктах горения $g_{H_{H_2}} = 2[H_2]_{вл}/\mu_{п.г}$; $g_{H_{H_2O}} = 2[H_2O]/\mu_{п.г}$; $g_{H_{CH}} = 2m[C_nH_m]/\mu_{п.г}$.

Поскольку неизвестной величиной в этих выражениях является m , а концентрация углеводородов определяют по углероду, то третье уравнение пока не может быть разрешено. Вместо него воспользуемся уравнением (68). Для его решения необходимо знать коэффициент избытка воздуха. Его определяют по формуле (67). В результате вычисляют абсолютные и относительные массы водорода. Характер распределения массы водорода при горении наглядно представлен на рис. 11.

Таким образом, наличие данных о составе газов в любой момент времени процесса в цилиндре дизеля позволяет осуществить более глубокий в сравнении с традиционными методами анализ конструктивных элементов, образующих камеру сгорания по показателям внутрицилиндровых процессов.

Применение рассмотренных методик анализа опытных данных исключает погрешности, связанные с неизбежными допущениями, принимаемыми для получения важнейших показателей: x , x_i , x_w и др. Предложенные новые показатели более точно характеризуют процесс сгорания. Так, например, коэффициент полного тепловыделения x , идентифицируемый с характеристикой сгорания, на самом деле им не является. Этот важнейший показатель сгорания определяется показателем α_K .

Наличие данных о составе газа позволяет установить не только закон сгорания, но и закон топливоподачи и, следовательно, период запаздывания самовоспламенения τ_3 . Эти показатели являются важнейшими характеристиками конструктивных решений топливной аппаратуры и определяют взаимосвязь топливоподачи с конструкцией камеры сгорания и режимом работы двигателя. Кроме того, отбор газов из зон распределения единичного факела способствует установлению неравномерности распространения факела топлива во времени и пространстве камеры. Таким образом, создаются предпосылки для конструирования камеры сгорания с целью обеспечения более равномерного распределения топлива, его лучшего перемешивания с воздухом и на этой основе создания двигателя с улучшенными технико-экономическими показателями.

Для реализации рассмотренного способа анализа показателей при создании и доводке двигателя необходимы быстродействующие управляемые устройства разового отбора газа из цилиндра. Однако, несмотря на некоторое усложнение исследовательской аппаратуры, применение такого анализа состава газа обеспечит очевидные преимущества.

Методы и средства диагностирования цилиндропоршневой группы. Детали цилиндропоршневой группы дизелей, находясь под воздействием высоких температур, давления газов и сил инерции, являются наименее долговечными. В процессе работы происходит нарушение их функций. По мере изнашивания пары кольцо — втулка происходит ухудшение уплотнения надпоршневого пространства. Газы через кольцевое уплотнение проры-

ваются в картер, теряется часть рабочего тела, что оказывает влияние на параметры рабочего процесса. С ухудшением качества уплотнения меняются технико-экономические показатели дизеля.

Рост удельных мощностей в двигателестроении в первую очередь отражается на долговечности деталей цилиндропоршневой группы двигателя. Вследствие этого ресурс ДВС до разборки определяется состоянием деталей этой группы. Поэтому необходимо определить наступление момента предельного состояния деталей цилиндропоршневой группы двигателя, начиная с которого его эксплуатация должна быть прекращена. Для этого рассмотрим способы выделения, формирования и измерения диагностических параметров конструктивного совершенства и технического состояния деталей цилиндропоршневой группы.

К числу информативных параметров часто относят температуру основных деталей, в частности, втулки цилиндра [12, 57]. Причиной повышения ее температуры может быть прорыв горячих газов через поршневые кольца и втулку вследствие изнашивания, нарушения нормального функционирования колец из-за отложений нагара в канавках, зависания и поломки колец. Вследствие высоких температур, например, в верхней части цилиндрической втулки происходит выгорание масляной пленки, что ведет, в свою очередь, к задиру и ускоренному изнашиванию.

Анализ проведенных работ показывает, что для того, чтобы температура втулки цилиндра являлась достоверной информацией о техническом состоянии деталей цилиндропоршневой группы, необходим обоснованный выбор места и момента замера температуры. По мнению исследователей, предпочтительны измерения в верхней части цилиндрической втулки между первым и вторым поршневыми кольцами при положении поршня в ВМТ на расстоянии 6...10 мм от поверхности втулки. В этом случае появляется возможность обнаружить локальные повышения температуры втулки. Определенная в указанном месте температура втулки цилиндра в меньшей степени реагирует на изменения в распределении топлива по объему и неравномерность его сгорания. Установку датчиков температуры в верхней части цилиндрической втулки предусматривают все зарубежные разработчики СТД. При этом в каждом цилиндре устанавливают по две — четыре термодатчики, равномерно располагая их по периметру.

На температуру втулки в верхнем поясе влияет не только техническое состояние цилиндропоршневой группы, но и такие факторы, как цикловая подача топлива, частота вращения коленчатого вала, температура продувочного воздуха и др. [63]. Для того чтобы получить достоверные данные, необходимо исключить или учесть влияние нагрузки и внешних условий.

Некоторые специалисты, например, предлагают вычислять

эталонное значение температуры втулки по следующей формуле:

$$T_{вт} = C_1 + C_2 T_s^{1,25} p_i^{1,5} n^{0,35} / p_s^{1,2}, \quad (69)$$

где p_i — среднее индикаторное давление; C_1 и C_2 — константы, определяемые для данного дизеля при исходном техническом состоянии.

В результате проведения длительных эксплуатационных испытаний средств диагностирования они пришли к выводу, что для определения тенденции изменения технического состояния деталей цилиндропоршневой группы можно вместо осредненных значений температуры $T_{вт. ср}$ рассматривать только ее отклонения выше некоторого заданного значения.

Для получения представительных данных температуру втулки измеряют при нагрузке дизеля не менее 90 %. Поэтому, если опытным путем выбрать допустимый уровень температуры [12] и в течение интервала времени наблюдения τ_n подсчитать общую продолжительность τ_Σ всех превышений температуры над этим уровнем, то отношение $\tau_\Sigma / \tau_n = (\tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \dots) / \tau_n$ будет являться параметром, который может достаточно полно охарактеризовать состояние пары втулка — поршневое кольцо (рис. 13). Предельно допустимое значение этого отношения, так же как и предельную температуру, принимаемую за уровень сравнения, следует выбирать для каждого двигателя отдельно на основе опыта. Для того чтобы исключить влияние режима на отношение τ_Σ / τ_n , можно за предел сравнения принимать температуру, вычисленную по формуле (69). Характер изменения состояния цилиндра с течением времени оценивают в результате построения графика зависимости $\tau_\Sigma / \tau_n = f(\tau_n)$ (рис. 14).

Применяемые способы измерения температур можно подразделить на две группы: электрические и неэлектрические. Неэлектрические способы в настоящее время не находят широкого применения вследствие определенной сложности наблюдения за изменением температуры при смене режима работы двигателя [69]. Электрические способы позволяют вести наблюдения за характером температуры, но их применение, как правило (в случае подвижных деталей), ограничено работоспособностью токосъемных устройств. По конструкции токосъемных устройств можно выделить подгруппы с постоянной и периодической связью датчика температуры с измерительным устройством.

Перспективным для измерения средних температур подвижных деталей можно считать применение бесконтактных устройств с индуктивной связью датчика с измерительным устройством. Бесконтактные способы передачи информации позволяют проводить измерения при высокой частоте вращения коленчатого вала двигателя.

Одним из способов контроля технического состояния порш-

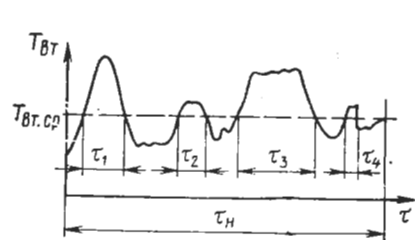


Рис. 13. Изменение температуры втулки цилиндра

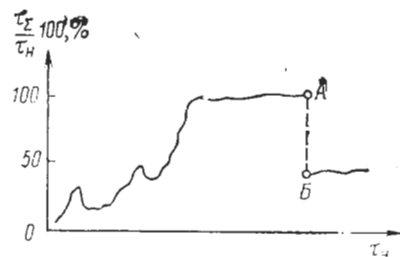


Рис. 14. Изменение параметра состояния τ_{Σ}/τ_H

А и Б — соответственно до и после переборки цилиндропоршневой группы

невых колец и втулки является также измерение мгновенной температуры поршневых колец. Этот способ позволяет обнаруживать только один вид неисправности — задиры цилиндровой втулки. Уже на ранней стадии появления участков с сухим трением сопровождается локальным увеличением температуры. Для обнаружения таких участков разработана поверхностная термопара (рис. 15).

Термопару устанавливают в сквозное отверстие втулки заподлицо с ее поверхностью (по две — четыре штуки на каждом цилиндре). Горячий спай термопары образуется в результате наволакивания (поршневыми кольцами) одного металла на другой, благодаря чему по мере изнашивания втулки происходит постепенное возобновление горячего спаи. Нормальная работа термопары возможна при износе втулки до 3 мм. Вследствие очень непродолжительного контакта кольца с горячим спаем термопары получить истинное значение температуры кольца невозможно, но пиковый сигнал, вырабатываемый термопарой, отражает тепловое состояние кольца.

Алгоритм диагностирования базируется на использовании эффекта повышенного трения и микрозадириров. Он предусматривает сбор и сравнение сигналов термопар с допустимым уровнем, ниже которого регистрируемые всплески температуры считаются нормальными, подсчет количества сигналов, выходящих за допустимый уровень в течение наблюдаемого интервала, сравнение сигналов с допустимым предельным значением.

Температура втулки цилиндра в верхнем поясе неоднозначно определяется состоянием поршневых колец. Более сильным оказывается сигнал индуктивного датчика, расположенного в нижней части цилиндровой втулки. Здесь влияние расширяющего усилия газов очень мало, и кольца прижимаются к поверхности втулки силами собственной упругости. Устройство и принцип действия индуктивного датчика (рис. 16) заключаются в следующем. Чувствительный элемент 3 (обмотка) установлен на стальном сердечнике 2 и заключен в металли-

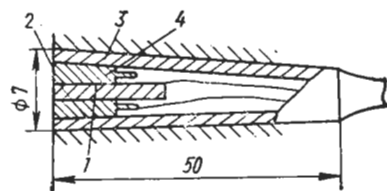


Рис. 15. Поверхностная термопара:

1 — хромелевый стержень; 2 — рабочая поверхность втулки; 3 — слой изоляции толщиной 2 мкм; 4 — алюминиевая втулка

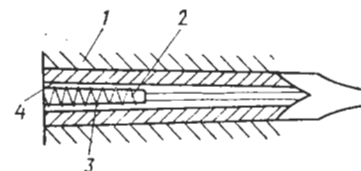


Рис. 16. Индуктивный датчик

ческом корпусе 1, заполненном диэлектрическим материалом 4. Датчик расположен в сквозном отверстии втулки, как можно ближе к НМТ поршня. На обмотку датчика подается напряжение с частотой около 20 кГц. В момент прохождения колец мимо датчика его индуктивное сопротивление уменьшается и тем больше, чем ближе кольца расположены к втулке, т. е. чем меньше зазор. Кольца выполнены из ферромагнитного материала, например из чугуна. Сигналы от датчика, подаются на экран осциллографа.

На дизелях с частотой вращения до 500 мин⁻¹ используют индуктивные датчики. Они нормально работают при износе цилиндровой втулки до 4 мм. Индуктивные датчики позволяют выявить такие неисправности поршневых колец, как поломки, потеря подвижности, чрезмерный износ.

Если поршневое кольцо покрыто слоем хрома (парамагнитный материал), на экране осциллографа можно видеть небольшую амплитуду сигнала, как если бы между кольцом и втулкой был зазор, равный толщине хрома. Следовательно, по разности амплитуд сигналов при хромированном и нехромированном кольце можно осуществить контроль толщины хромового покрытия. Погрешность оценки толщины хромового слоя с помощью индуктивных датчиков находится в пределах 10 %. Так, за 650 ч работы дизеля с нагрузкой 110 % толщина хромового покрытия фактически уменьшается на 0,047 мм, тогда как уменьшение, оцененное по показаниям индуктивных датчиков, составило 0,044 мм.

Для контроля технического состояния деталей цилиндропоршневой группы в каждый цилиндр двигателя устанавливают три датчика температуры: два во втулке и один в головке цилиндра. Датчики размещают во втулке таким образом, чтобы горячий спай находился несколько ниже верхнего поршневого кольца при положении поршня в ВМТ. Температурный датчик, установленный в головке цилиндра, служит для контроля сгорания. Точность измерения составляет +2 % во всем диапазоне температур. По мнению специалистов, целесообразно

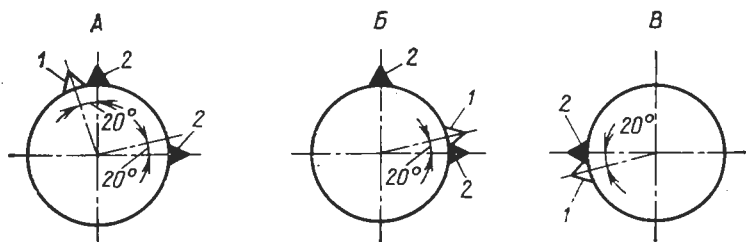


Рис. 17. Расположение датчиков для оценки состояния цилиндровой втулки:
1 и 2 — термопары

сочетать установку термопар в верхнем поясе втулки с установкой индуктивных датчиков для контроля плотности прилегания поршневых колец в нижнем поясе втулки. Индуктивный датчик устанавливают так, чтобы все кольца проходили вдоль него при движении поршня к НМТ.

Одним из важнейших критериев оценки качества масла считают интенсивность изнашивания цилиндрических втулок и поршневых колец. Для оценки износа в цилиндрических втулках применяют датчики, чувствительным элементом которых является тонкопленочный резистор, установленный заподлицо с рабочей поверхностью втулки и изнашиваемый вместе с ней. Для оценки задиров поршня о втулку используют датчик, состоящий из двух термопар. Одна термопара, выполненная в виде хромелевого стержня, запрессованного в алюмелевую втулку, устанавливается заподлицо с рабочей поверхностью втулки. Ее горячий спай образует наплавление металла поршневыми кольцами. Вторая термопара расположена внутри корпуса датчика на некотором расстоянии от рабочей поверхности втулки цилиндра. Для контроля зазора между цилиндрической втулкой и рабочей поверхностью применяют индуктивный датчик, позволяющий выявить поломку или залипание колец.

Датчики устанавливают в двигателе в цилиндрических втулках на трех уровнях (рис. 17). Уровень А соответствует нахождению поршня в ВМТ. Уровень В расположен несколько выше первого поршневого кольца при нахождении поршня в НМТ. Уровень В размещен посередине между уровнями А и В.

Горячий спай термопары 1, образованный наплавлением одного металла на другой, имеет малые размеры, поэтому термопара обладает очень малой инерционностью. Она позволяет измерять импульсы температур с продолжительностью 0,5 мс. В процессе испытаний значительные импульсы ΔT наблюдались лишь в первые часы работы после установки датчиков (в период их приработки). В дальнейшем значение импульса не превышало 2...2,5 К. Датчик задиров на уровне А вырабатывал только один импульс — при прохождении верхнего кольца,

а на уровне В — для всех пяти колец, следующих с интервалом около 4° по углу поворота коленчатого вала.

Для непосредственного измерения износа цилиндрической втулки используют датчик, чувствительный элемент которого представляет собой резистор, устанавливаемый заподлицо с поверхностью втулки и изнашиваемый вместе с ней. Резистор изготовлен из сплава с низким температурным коэффициентом сопротивления и закрепляется в корпусе датчика с помощью двух распорных клиньев. По мере изнашивания втулки и резистора сопротивление последнего уменьшается:

$$R = R_0 / (1 - x_n / l),$$

где R — сопротивление резистора; R_0 — начальное сопротивление резистора; l — начальная длина резистора (в направлении оси датчика); x_n — величина износа.

Ухудшение технического состояния деталей цилиндропоршневой группы приводит к уменьшению индикаторной работы, росту механических потерь, снижению коэффициента избытка воздуха, росту утечек газа в картер, ускорению насыщения масла продуктами разложения и неполного сгорания топлива (рис. 18—20). При этом возрастает удельный расход масла на угар, резко увеличивается концентрация таких компонентов выпускных газов, как окись углерода и водорода, характеризующих неполноту сгорания топлива. Суммарный коэффициент избытка воздуха α_Σ снижается на 8...9 %, причем основное уменьшение α_Σ приходится на коэффициент избытка воздуха для сгорания ($\sim 6\%$).

На истечение газов оказывают влияние конструктивные факторы (количество уплотнительных колец, конструкция замка, объем заколенческого пространства и др.) и техническое состояние деталей цилиндропоршневой группы. В сочетании с режим-

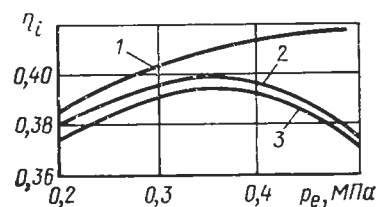


Рис. 18. Влияние относительной утечки газов $\bar{G}_{к.г}$ в картер дизеля на индикаторный КПД дизеля:
1 — $\bar{G}_{к.г} = 1,52\%$; 2 — $\bar{G}_{к.г} = 5,7\%$;
3 — $\bar{G}_{к.г} = 9,3\%$

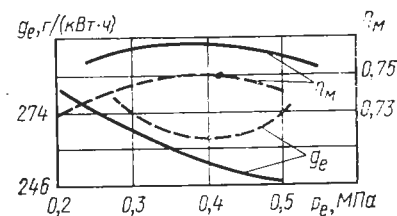


Рис. 19. Влияние относительной утечки газов $\bar{G}_{к.г}$ в картер дизеля на механический КПД и удельный эффективный расход топлива:
— $\bar{G}_{к.г} = 1,52\%$; — — — —
 $\bar{G}_{к.г} = 5,7\%$

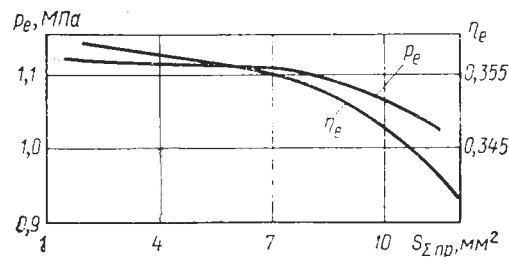


Рис. 20. Зависимость эффективных показателей от суммарной площади неплотностей $S_{\Sigma пр}$ цилиндروпоршневой группы дизеля 6ЧН 21/21

ными параметрами они определяют движение элементов уплотнения одно относительно другого и периодическое изменение площадей проходных сечений. Одним из параметрических методов определения технического состояния деталей цилиндروпоршневой группы является измерение давления за поршневыми кольцами. По мнению некоторых исследователей, перепад давления является основным условием достаточно плотного контакта кольца с втулкой. В результате изнашивания нарушается перепад давления на кольце, и оно не будет иметь необходимого контакта с втулкой. При этом нарушается охлаждающий эффект и обуславливается дальнейшая деформация кольца. Распределение давлений между поршневыми кольцами может быть определено с помощью стробоскопического датчика, установленного во втулке цилиндра. Давление в пространстве между кольцами работающего двигателя должно быть измерено за короткий промежуток времени, поскольку даже у малооборотных дизелей поршень проходит межкольцевое пространство за сотые доли секунды. Поэтому задача измерения состоит в выделении временных интервалов, т. е. в стробировании некоторых участков на каждом ходе поршня.

Распределение давлений в межкольцевых пространствах показано на рис. 21. Характерно, что давление в последующих заколочных объемах как бы сдвинуто по отношению к предыдущему. Это объясняют тем, что верхнее компрессионное кольцо остается прижатым к нижней кромке своего ручья на такте сжатия и небольшой части такта расширения, а все остальное время прижато к верхней кромке ручья [41].

Давление газов за поршневыми кольцами может быть измерено с помощью тензометрических датчиков (рис. 22), ввернутых в стенку поршня с внутренней стороны первой и второй канавок. Давление газов, воспринимаемое мембраной 1, передается толкателем 2 на цилиндрический упругий элемент 4 с тензодатчиком 3. Провода от тензодатчиков проходят внутри пронизывающего поршень полого штока, выходящего сквозь головку блока цилиндров через направляющую втулку, и далее подсоединяются к тензоусилителю, соединенному с шлейфовым осциллографом. На осциллограмму давления газов в простран-

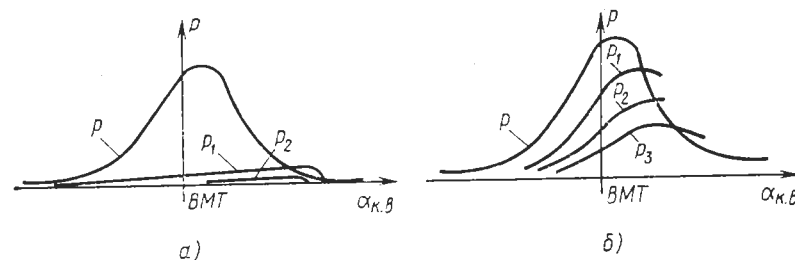


Рис. 21. Распределение давления в межкольцевых пространствах при разном давлении на верхнее поршневое кольцо:

а — повышенном; б — нормальном; p — давление в цилиндре; p_1 — p_3 — давление соответственно за первым, вторым и третьим компрессионными кольцами

стве за кольцами с помощью индуктивного отметчика наносят отметки ВМТ.

Одним из известных является способ определения технического состояния деталей цилиндروпоршневой группы двигателя по расходу газов, прорывающихся в картер. Расчетные методы определения количества газов, перетекающих из одного заколочного пространства в другое, разработаны многими исследователями [41, 57, 63]. Сложность конфигурации каналов деталей цилиндрупоршневой группы, неопределенность ее изменения в процессе эксплуатации затрудняют создание аналитических зависимостей, адекватных процессу истечения газов в картер. Поэтому для каждой конкретно изучаемой конструкции такие работы неизбежно сопряжены с экспериментом.

Проведенными исследованиями [53] установлено, что при превышении определенной частоты вращения коленчатого вала тепловозного дизеля площадь эквивалентного проходного сечения $(\mu f)_{цпг}$ практически неизменна независимо от нагрузки. При этом условию искомую площадь можно вычислить на основе уравнения

$$(\mu f)_{цпг} = M_{к.г} \left/ \left(a \int_0^{720} \frac{py}{V_T} d\alpha_{к.в} \right) \right.,$$

где $M_{к.г}$ — расход картерных газов за цикл; a — коэффициент; p , T — параметры газа в цилиндре; y — функция истечения.

В результате обработки опытных данных установлено также, что величина $(\mu f)_{цпг}$ находится в линейной зависимости от относительной утечки газов в картер $\bar{G}_{к.г}$ (рис. 23), т. е.

$$(\mu f)_{цпг} = C \bar{G}_{к.г} / G_s = C \bar{G}_{к.г},$$

где C — постоянная величина для данной конструкции цилиндрупоршневой группы и частоты вращения коленчатого вала;

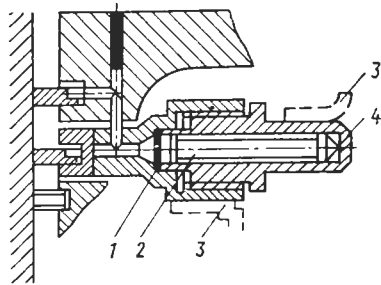


Рис. 22. Схема датчика для измерения давлений за поршневыми кольцами

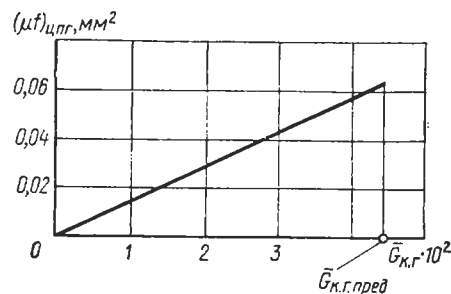


Рис. 23. Зависимость площади эквивалентного проходного сечения цилиндрической группы $(\mu f)_{цпг}$ от относительной утечки газов в картер дизеля

$G_{к,г}$ и G_s — абсолютные значения утечки газов в картер и расхода воздуха через цилиндры.

Анализ состава отработавших и картерных газов позволяет определить долю продуктов сгорания $q_{п,с}$ в последних. Установлено, что при росте нагрузки соотношение объемного содержания свежей смеси и продуктов сгорания изменяется в сторону увеличения доли продуктов сгорания. В том же направлении изменяется $q_{п,с}$ и при ухудшении технического состояния цилиндропоршневой группы, достигая 30...40 % при площади эквивалентного проходного сечения, превышающей исходную примерно в 3 раза.

Относительное количество свежего заряда, потерянного вследствие утечки в картер, $\Delta\eta_v = (1 - q_{п,с}) G_{к,г}$.

Поскольку и при установке новой цилиндропоршневой группы неизбежны утечки, то потеря заряда в изношенной группе должна быть вычислена с их учетом, т. е. $\Delta\eta_{vy} = (1 - q_{п,с}) \bar{G}_{к,г} - (1 - q_{п,с,н}) \bar{G}_{к,г,н}$, где индекс «н» относится к новой группе.

В результате таких потерь коэффициент избытка воздуха при сгорании уменьшается на величину $\Delta\alpha_y = \alpha_n \Delta\eta_{vy}$.

Для компенсации потерь трения, возрастающих по мере изнашивания цилиндропоршневой группы, необходимо увеличивать подачу топлива, что также обуславливает снижение α в цилиндре.

Детальную оценку изменения показателей при ухудшении технического состояния цилиндропоршневой группы можно осуществить следующим образом. Уменьшение среднего индикаторного давления связано с утечкой свежего заряда $\Delta p_{iy,с,з}$ и продуктов сгорания $\Delta p_{iy,п,с}$, т. е.

$$p_i = p_{in} - \Delta p_{iy,с,з} - \Delta p_{iy,п,с}. \quad (70)$$

Величиной $\Delta p_{iy,п,с}$ можно пренебречь, так как даже при

предельном износе деталей доля продуктов сгорания, проникающих в картер, не превышает 1,5 % от расхода воздуха через двигатель.

Приращение механических потерь Δp_m , связанное с изнашиванием деталей цилиндропоршневой группы,

$$p_m = p_{m,н} + \Delta p_m, \quad (71)$$

где p_m — давление механических потерь при изношенной цилиндропоршневой группе.

Учитывая зависимости (70) и (71) и используя метод малых отклонений [65], получим формулу механического КПД, пригодную для расчета при состоянии деталей, отличном от исходного:

$$\eta_m = 1 - (1 - \eta_{m,н}) \frac{1 + \delta p_m}{1 + \delta \eta_{iy}},$$

где δp_m и $\delta \eta_{iy}$ — относительное изменение соответственно механических потерь и индикаторного КПД вследствие утечки свежего заряда в картер.

Полагая, что относительное увеличение механических потерь пропорционально такому же росту расхода топлива, т. е. $\delta p_m = \delta B_{н,м} = -\delta \alpha_m$, получим

$$\eta_m = 1 - (1 - \eta_{m,н}) \frac{1 - \delta \alpha_m}{1 + \delta \eta_{iy}},$$

где $\delta \alpha_m$ — относительное изменение коэффициента избытка воздуха, связанное с ростом механических потерь.

Исследования показывают, что снижение коэффициента избытка воздуха вследствие роста потерь на трение $\Delta \alpha_m$ превышает уменьшение коэффициента избытка воздуха из-за утечки свежего заряда $\Delta \alpha_y$ в 2...4 раза (рис. 24). Следовательно, изменение индикаторного КПД определяется в основном обогащением смеси, связанным с компенсацией возрастающих потерь на трение, а утечки свежего заряда имеют менее существенное значение.

Представляет интерес относительное изменение показателей экономичности по мере ухудшения технического состояния деталей цилиндропоршневой группы, в том числе $\delta \eta_m = (1/\eta_{m,н} - 1)[1 - (1 - \delta \alpha_m)/(1 + \delta \eta_{iy})]$; $\delta \eta_i = \delta \eta_{iy} + \delta \eta_{im}$, $\delta \eta_e = \delta \eta_i + \delta \eta_m$.

Результаты таких расчетов для изношенной цилиндропоршневой группы приведены ниже:

p_e	0	0,25	0,50	0,75	1,0
$\delta \eta_i$	+0,73	+0,10	-0,0165	-0,034	-0,047
$\delta \eta_m$	—	-0,083	-0,079	-0,058	-0,047
$\delta \eta_e$	—	+0,017	-0,096	-0,092	-0,094

Механические потери можно рассматривать как диагности-

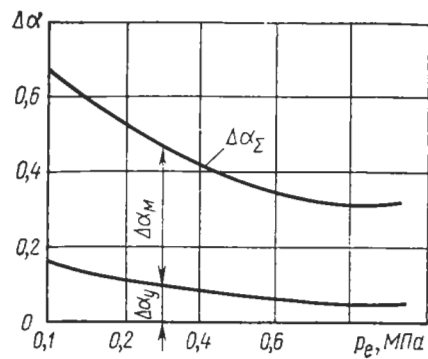


Рис. 24. Зависимость снижения суммарного коэффициента избытка воздуха $\Delta\alpha_\Sigma$ от нагрузки для предельно изношенного комплекта цилиндропоршневой группы дизеля

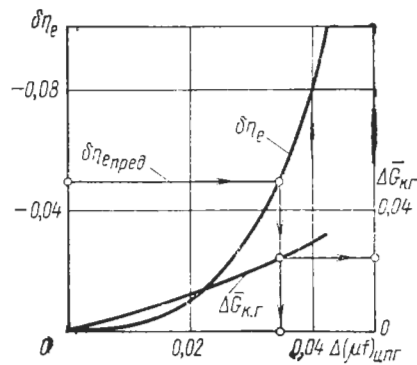


Рис. 25. Зависимость относительных эффективного КПД и утечки газов в картер дизеля от площади эквивалентного проходного сечения цилиндропоршневой группы

ческий параметр технического состояния деталей цилиндропоршневой группы. Для многоцилиндрового двигателя этот параметр служит обобщенным показателем ухудшения состояния поверхностей трения. Однако трудность заключается не только в выделении отдельных пар, но и однотипных групп, например цилиндропоршневых групп или подшипников коленчатого вала. Такое выделение может быть осуществлено по расходу картерных газов.

На снижение экономичности из-за износа утечка газов в картер влияет незначительно. Однако она однозначно связана с износом цилиндропоршневой группы и, следовательно, косвенным образом характеризует ухудшение технического состояния рассматриваемых групп и потери на трение в них. Обработка результатов испытаний позволила для исследуемых комплектов установить связь потерь трения и площади эффективного проходного сечения $\Delta(\mu f)_{цпг} = f(\Delta p_{м.цпг})$ и в конечном итоге определить взаимосвязь между приращениями относительной утечки картерных газов и потерь на трение в цилиндропоршневой группе.

Интегральную оценку общего технического состояния всего комплекта цилиндропоршневой группы по степени ухудшения технико-экономических показателей и возможность дальнейшей эксплуатации дизеля можно осуществить, используя уравнение $p_m \approx p_{м.н} + 2,5 \Delta G_{к.г}$.

На основе изложенной методики и проведенного экспериментального исследования контрольного режима определено изменение эффективного КПД $\delta\eta_e$, приращения утечки картерных газов $\Delta G_{к.г}$ в зависимости от изменения площади эквивалентного проходного сечения $\Delta(\mu f)_{цпг}$ (рис. 25). Представляет

интерес оценка предельного значения диагностического параметра $G_{к.г. пред.}$. Ориентировочная величина допустимого ухудшения эффективного КПД для тепловозных четырехтактных дизелей на номинальном режиме составляет $\Delta\eta_e = 0,02$. Принимая исходное значение $\eta_e = 0,4$, допустимое относительное уменьшение эффективного КПД $\delta\eta_{е. пред.} = \Delta\eta_e / \eta_e = 0,05$. Согласно рис. 25 приращение относительной утечки газов в картер $\Delta G_{к.г} = 0,025$. Так как относительная утечка для нового комплекта цилиндропоршневой группы $G_{к.г. н} = 0,015$, то предельно допустимое значение относительной утечки газов в картер $G_{к.г. пред.} = G_{к.г. н} + \Delta G_{к.г} = 0,04$.

Рассмотренная выше методика и результаты могут быть реализованы при интегральной оценке состояния всего комплекта цилиндропоршневой группы дизеля.

В условиях эксплуатации значительно большую ценность имеют способы оценки состояния отдельных цилиндропоршневых групп. Динамические процессы в цилиндре двигателя и утечка газов, переменный объем картерного пространства и особенности системы вентиляции картера создают условия для изменения во времени параметров газов в картере. Закономерности процессов описываются следующим уравнением:

$$\frac{dp_{к.г}}{d\alpha_{к.в}} = \sum_1^z x_{цi} y_{цi} p_{цi} \sqrt{T_{цi}} - x_{в.к.г} \sqrt{T_{к.г}} p_{к.г} y_{к.г} + p_{к.г} \sum_1^z x_{V.г},$$

где $p_{к.г}$ и $p_{цi}$ — давление в картере и i -м цилиндре; $T_{цi}$ и $T_{к.г}$ — температура в i -м цилиндре и картере; $y_{цi}$ и $y_{к.г}$ — функции истечения газов из i -го цилиндра в картер и из картера в отводной канал системы вентиляции; z — число цилиндров двигателя;

$$x_{цi} = \frac{k \sqrt{2R}}{6n} \frac{(\mu f)_{цпгi}}{V_{к.г}}; \quad x_{в.к.г} = \frac{k_k \sqrt{2R}}{6n} \frac{(\mu f)_{в.к}}{V_{к.г}}; \quad x_{V.г} = \frac{\pi k_k V_h}{360} \times \\ \times \frac{\gamma_d}{V_{к.г}}; \quad y_{цi} = \left(\frac{p_{к.г}}{p_{цi}} \right)^{1/k} \sqrt{\frac{k}{k-1} \left(1 - \left(\frac{p_{к.г}}{p_{цi}} \right)^{(k-1)/k} \right)}; \quad y_{к.г} = \\ = \left(\frac{p_{в.к}}{p_{к.г}} \right)^{1/k_k} \sqrt{\frac{k_k}{k_k-1} \left(1 - \left(\frac{p_{в.к}}{p_{к.г}} \right)^{(k_k-1)/k_k} \right)};$$

$p_{в.к}$ — давление на выходе канала системы вентиляции картера; $(\mu f)_{цпгi}$ и $(\mu f)_{в.к}$ — эффективная площадь проходного сечения i -й цилиндропоршневой группы и отводного канала системы вентиляции картера; $V_{к.г}$ и V_h — объем картерного пространства и рабочий объем цилиндра; k_k — показатель адиабаты газа в картере; $\gamma_d = \sin(\alpha + \beta) / \cos \beta$ — функция движения поршня.

Для оценки влияния состояния цилиндропоршневой группы на параметры газа в картере были проведены испытания дизеля 84Н 26/26 при различных нагрузочных режимах, подтвердившие неслучайный характер закономерностей изменения давле-

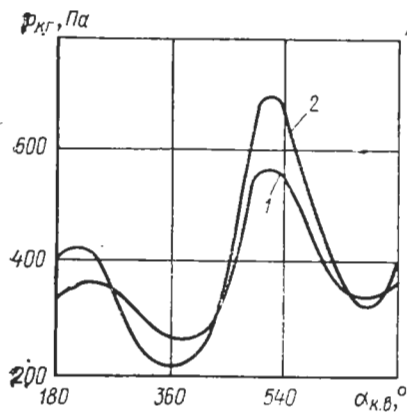


Рис. 26. Изменение давления в картере при различных состояниях цилиндропоршневой группы: 1 — исходном; 2 — предельно изношенном

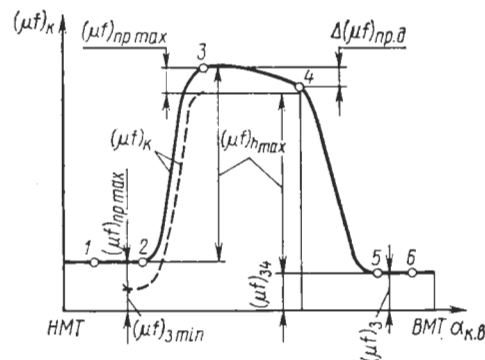


Рис. 27. Изменение эффективной площади проходного сечения единичного кольцевого уплотнения цилиндропоршневой группы:

1—6 — точки перемещения компрессионного кольца; — — — с учетом газовых сил; — — — без учета газовых сил

ния $p_{k.r.}$. Оценка влияния состояния цилиндропоршневой группы осуществлялась по результатам испытания дизеля со штатной комплектацией и после замены одной из групп предельно изношенной. Как видно из графиков (рис. 26), для предельно изношенной группы характерен более высокий уровень давлений (кривая 2). Однако более существенным является различие максимумов давлений, определяемых нормальным и повышенным истечением газов из конкретного цилиндра в определенном интервале времени цикла истечения. Проведенные расчеты подтвердили адекватность предложенной математической модели действительным процессам истечения газов из цилиндра и их параметрам в картере.

Определенные трудности при составлении математической модели и алгоритма расчетно-экспериментального исследования связаны с оценкой закономерности изменения $(\mu f)_{цпг.г.}$. Эта величина зависит от многих факторов: сил газов, трения, инерции, собственной упругости колец и др., которые могут быть выявлены при максимальном учете конструктивных факторов и режимных параметров.

В общем случае утечка газов в картер определяется положением уплотнительного кольца в канавке, его прилеганием по периметру к зеркалу цилиндра и просветом в замке. Таким образом, текущее значение площади суммарного эффективного проходного сечения уплотнения

$$(\mu f)_{ki} = (\mu f)_{hi} + (\mu f)_{pri} + (\mu f)_{zi},$$

где μ_{ki} , μ_{hi} , μ_{pri} и μ_{zi} — коэффициенты расхода через соответственно кольцевое уплотнение, щель между торцом кольца и плоскостью канавки, щель между кольцом и зеркалом цилиндра и замок кольца; f_{ki} , f_{hi} , f_{pri} и f_{zi} — текущие площади проходных сечений соответственно кольцевого уплотнения, щели между кольцом и канавкой, щели между кольцом и цилиндром и замка кольца.

Трудности определения рассматриваемых величин обусловлены наличием нескольких уплотнительных колец, находящихся в различных условиях и имеющих свойственные им износы, закономерности перемещения и прогибы.

На рис. 27 приведена закономерность изменения $(\mu f)_k$ в интервале движения поршня от НМТ к ВМТ. Весь анализируемый интервал разделяют на участки. На участке 1—2, характеризующем значительным положительным ускорением поршня, кольцо под действием сил трения и инерции прижато к задней по ходу поршня стенке канавки. Силы газов на этом отрезке пути невелики. Поэтому их влиянием можно пренебречь и считать, что прижатие колец к зеркалу определяется только силами их собственной упругости. С учетом этого $(\mu f)_{k1-2} = (\mu f)_{пр max} + (\mu f)_{з min}$. Эффективная площадь проходного сечения в замке

$$(\mu f)_3 = \mu_3 b (a_0 + 2\pi \Delta_{ц}) \cos \alpha_3, \quad (72)$$

где a_0 — исходный размер прорези нового кольца, установленного в новом цилиндре; $\Delta_{ц}$ — радиальный износ цилиндра; α_3 — угол замка; b — толщина кольца.

Для участка 1—2 величина $(\mu f)_3$ оказывается очень малой в связи с тем, что кольцо опирается на поверхность канавки. Для этого случая

$$(\mu f)_{3min} = \mu_3 (D - D_r + 2\Delta_{ц}) (a_0 + 2\pi \Delta_{ц}) \cos \alpha_3, \quad (73)$$

где D_r — диаметр головки поршня.

Тогда с достаточной точностью можно считать $(\mu f)_k = (\mu f)_{пр 1-2} = (\mu f)_{пр max}$.

На участке 2—3 происходит отрыв кольца от поверхности канавки. В этот период при наличии еще незначительных газовых сил площадь просветов можно принять неизменной и максимальной, в то время как возрастание площади проходного сечения происходит главным образом за счет увеличения щели между кольцом и канавкой, т. е.

$$(\mu f)_{k2-3} = (\mu f)_{пр max} + (\mu f)_3 + \mu_{h\alpha_{к.в}} h_{к\alpha_{к.в}}^{\max} \pi (D + 2\Delta_{ц} - 2b), \quad (74)$$

где $h_{к\alpha_{к.в}}$ — подъем кольца над поверхностью канавки.

Величина $(\mu f)_{32-3}$ может быть вычислена по формуле (72), в которой значением $\Delta_{ц}$ можно пренебречь.

Решая уравнение (74) относительно последнего слагаемого правой части, определяют величину $\mu_{h\alpha_{к.в}} h_{\alpha_{к.в}}$. Зная по результатам продувки закономерность изменения коэффициента расхода $\mu_{h\alpha_{к.в}}$ в зависимости от величины $h_{\alpha_{к.в}}$, можно определить подъем кольца над поверхностью канавки при любом положении поршня на участке 2—3.

На участке 3—4 влияние давления в цилиндре становится все более значительным. В связи с этим наблюдается постепенное уменьшение $(\mu f)_к$ вследствие улучшения прилегания кольца к зеркалу цилиндра. Площадь проходного сечения между кольцом и канавкой остается неизменной, что обусловлено наступлением равновесия движущих сил и сопротивления движению.

В точке 4 можно определить радиальный износ цилиндра, используя выражение

$$\mu_3 b (a_0 + 2\pi \Delta_{ц}) \cos \alpha_3 = (\mu f)_к - (\mu f)_{h_{\max}} - [(\mu f)_{пр_{\max}} - \Delta(\mu f)_{пр.д}],$$

где $\Delta(\mu f)_{пр.д}$ — изменение эффективного проходного сечения кольцевого уплотнения в результате упругой деформации кольца.

Значение площади эффективного проходного сечения замка при положении кольца в точке 4 $(\mu f)_{з4}$ может быть использовано для определения площади $(\mu f)_{h_{\max}}$.

Участок 4—5 характеризуется одновременным влиянием на уменьшение $(\mu f)_к$ двух факторов: улучшения прилегания колец к зеркалу и перемещения кольца в сторону передней по ходу поршня поверхности канавки. Под действием всех сил кольцо соприкасается в точке 5 с передним торцом канавки. Вблизи этой точки возросшие газовые силы деформируют кольцо, обеспечивая его полное прилегание к зеркалу цилиндра.

В точке 5 и за ней прекращается изменение $(\mu f)_к$, что свидетельствует о том, что $(\mu f)_{пр} = 0$ и $(\mu f)_{h\alpha_{к.в}} = 0$. Оставшаяся площадь проходного сечения определяется лишь зазором в замке $(\mu f)_к \approx (\mu f)_з$. Тогда с учетом (73) можно определить радиальный износ цилиндра $\Delta_{ц5}$.

Проведенный модельный эксперимент позволил определить по результатам продувки колец, канавок и цилиндропоршневой группы в целом искомые площади эффективных проходных сечений и включить их в разработанный алгоритм. Необходимо отметить, что непрерывные измерения давления в картере можно заменить замером давления в характерных для конкретных цилиндров моментах и сравнивать их с эталонными для штатных комплектов цилиндропоршневой группы. Значительные объемы картерного пространства приводят к определенным отличиям колебательных процессов от квазистационарных. Так, наличие поперечных листов в картере затрудняет безынерционное поступление сигнала к измерительному устройству. Для устранения искажения результатов и повышения достоверности

данных целесообразна установка датчиков в картере вблизи каждого цилиндра двигателя.

Важным косвенным показателем технического состояния цилиндропоршневой группы дизеля является насыщение масла нагаром, образующимся при горении и разложении топлива и масла в цилиндре.

Гашение пламени в пристеночном слое и вблизи периферийного контура днища поршня обуславливает повышенное содержание углерода в этих зонах. Вследствие этого газы, проникающие в картер из цилиндра, более обогащены углеродом, чем продукты сгорания. При движении газов в картер они соприкасаются с маслом, движущимся по тем же каналам в цилиндр. В результате происходит возврат некоторой части углерода, поглощенного маслом, и обеднение картерных газов.

Практический интерес в эксплуатации представляет именно результирующая концентрация углерода в картерных газах в совокупности с их расходом $V_{к.г.}$. Количество поступившей в картер дизеля сажи в i -м режиме его работы $G_{Ci} = C_{Ci} V_{к.г.i}$. Концентрацию C_{Ci} сажи определяют как алгебраическую сумму содержания сажи в продуктах сгорания $C_{п.с.i}$, в зоне гашения пламени $C_{г.п.i}$ и поглощенной маслом, движущимся в цилиндр $C_{п.м.i}$, т. е. $C_{Ci} \approx C_{п.с.i} + C_{г.п.i} - C_{п.м.i}$. Величина $C_{п.с.i}$ может быть вычислена на основе измерения дымности продуктов сгорания D_i на анализируемом режиме с учетом объемной доли продуктов сгорания $q_{к.г.i}$ в картерных газах: $C_{п.с.i} = D_i q_{к.г.i}$.

Поступившие в картер газы перемешиваются с масляным туманом и пеной, в результате чего происходит поглощение сажи маслом. С учетом этого количество поступившей в масло сажи

$$G_{мCi} = (C_{Ci} - C_{кCi}) V_{к.г.i},$$

где $C_{кCi}$ — концентрация сажи в газах, уходящих из картера в систему вентиляции.

Сложность процессов, относительно малые величины C_{Ci} , $C_{кCi}$, неидентичность рабочего процесса в цилиндрах двигателя, различие в уплотнении цилиндропоршневых групп требуют постановки специального эксперимента. В условиях обычных стендовых испытаний и особенно эксплуатации дизеля может быть оценено только суммарное количество сажи в масле $G_{сж}$ за определенный период работы. С этой целью проводят анализ с определением элементного состава масла (С, Н, О) в картере и отложений в масляных фильтрах. Необходимо иметь также данные об исходном элементном составе неработавшего масла ($C_{исх}$, $H_{исх}$, $O_{исх}$).

Масса углерода в смазочной системе после эксплуатации дизеля в течение времени t определяется содержанием его в отложениях фильтров $C_{фj}$, каналов масляной системы $C_{к}$ и в са-

мом масле C_m , т. е.

$$G_{Ct} = \left(\sum_{j=1}^k C_{\phi j} G_{\phi j} \right) + C_k G_k + C_m G_m, \quad (75)$$

где G_m , G_{ϕ} и G_k — масса соответственно масла в дизеле, отложений в фильтре и каналах; k — количество чисток фильтров за период эксплуатации.

Масса углерода в чистом масле к этому моменту времени с учетом испарения легких фракций и поступления топлива (осоляживание масла)

$$G_{\text{Сиск}} = C_{\text{исх}} G_m (1 + \xi_{\text{исп}} - \xi_{\text{ос}}), \quad (76)$$

где $\xi_{\text{исп}}$ и $\xi_{\text{ос}}$ — относительное изменение массы углерода в масле за счет соответственно испарения легких фракций и проникновения топлива.

Используя формулы (75) и (76), можно вычислить суммарное количество сажи, поступившей в масло за определенное время эксплуатации дизеля, $G_{\text{Сс}} = G_{\text{Ст}} - G_{\text{Сиск}}$. Определение величин $\xi_{\text{исп}}$ и $\xi_{\text{ос}}$ весьма затруднительно. Однако при нормальной эксплуатации дизеля проникновение топлива в масло картера должно отсутствовать, т. е. $\xi_{\text{ос}} \approx 0$. Для нахождения $\xi_{\text{исп}}$ проводят специальный модельный эксперимент с последующим нахождением зависимости $\xi_{\text{исп}} = f(t)$.

При стендовых испытаниях дизеля по доводке элементов конструкции цилиндропоршневой группы могут быть определены массы $G_{\text{мси}}$ на каждом исследуемом режиме. Поскольку на основе статистических данных известно распределение времени работы дизеля по режимам, можно вычислить количество сажи, которое попадет в масло за определенный период эксплуатации:

$$G_{\text{Сс}} = \left(\sum_{i=1}^m G_{\text{мси}} \tau_i \right) t,$$

где τ_i — относительное время работы дизеля на i -м режиме; m — количество режимов.

Таким образом, предварительно вычислив величину $G_{\text{Сс}} = f(t)$ и зная характер ухудшения эксплуатационных свойств масла по мере насыщения сажей, можно определить предельно допустимые сроки службы масла по данному параметру, предупредив тем самым интенсивное ухудшение технического состояния дизеля, или осуществить выбор наилучшей из рассматриваемых конструкций верхнего пояса поршня и его уплотнений, обеспечивающей минимальный пропуск сажи в смазочную систему.

Оценка технического состояния топливной аппаратуры

На топливную аппаратуру приходится значительная доля отказов дизеля [64, 65]. Одним из наиболее ответственных узлов топливной системы является форсунка. Обычно отказ форсунки связан с разрегулировкой давления начала подъема иглы распылителя, закоксовыванием или размывом его распыливающих отверстий. Ухудшение качества распыливания во многих случаях является следствием изнашивания сопрягаемых поверхностей иглы и корпуса распылителя.

Обнаружение большинства неисправностей очень затруднено в связи с постепенным их возникновением, а также вследствие того, что их влияние на выходные показатели дизеля аналогично влиянию отказов в системах воздухообеспечения и газораспределения. Это является причиной дополнительных работ по разборке, проверке и осмотру узлов и деталей двигателя. Таким образом, применение методов и средств безразборного диагностирования топливной аппаратуры на работающем дизеле является актуальной задачей.

В настоящее время применяется несколько методов контроля технического состояния топливоподающих систем дизелей, различия которых заключаются в выборе групп диагностических параметров и выявлении формы их функциональных связей со структурными. Наиболее общим методом оценки технического состояния дизеля и его топливоподающей аппаратуры является диагностирование по основным показателям работы. К таким показателям относятся мощность, среднее эффективное давление, крутящий момент, расход топлива, КПД. Многие из этих показателей находятся в тесной корреляционной связи с неисправностями, нарушениями регулировок топливной аппаратуры и сопровождающими их процессами. Отклонение показателей от их исходных значений обуславливает необходимость проверки прежде всего системы топливоподачи (топливного насоса, форсунок).

При парциальном методе диагностирования испытывают двигатель с частью выключенных цилиндров. Нагрузка работающих цилиндров обеспечивается частично вследствие прокручивания коленчатого вала тормозной установкой. Этим методом, кроме показателей двигателя в целом, можно оценивать мощностные и экономические показатели каждой группы работающих цилиндров, что увеличивает объем информации, получаемой при проверке двигателя.

Дифференциальный метод позволяет определить отклонение основных показателей от номинального значения по отдельным цилиндрам. Нагружение работающего цилиндра или минимальной группы цилиндров осуществляют выключением других до тех пор, пока для вращения и вывода на номинальный скорост-

ной режим не окажется необходимым подключение внешнего источника энергии. Обычно для этих целей используют электродвигатель или навесной электропривод с динамометрическим устройством. При дифференциальном методе проверяемый цилиндр работает с полной цикловой подачей топлива на номинальном скоростном режиме, а с помощью электропривода определяют отклонение мощности от номинального значения.

Различные варианты бестормозных методов проверки двигателя в условиях эксплуатации основаны на использовании в качестве нагрузки механических потерь самого двигателя в сочетании с выключением из работы части цилиндров и применением догрузочных устройств в качестве дополнительного сопротивления. Наиболее простой способ бестормозного нагружения, широко применяемый в практике, — это нагружение только выключением цилиндров. Разброс значений температур и давлений по цилиндрам служит критерием оценки состояния регулировочных параметров топливных насосов и форсунок. Таким образом, с помощью метода бестормозного нагружения возможно выявление дефектов топливной аппаратуры.

В условиях эксплуатации дизели значительную часть времени работают на неустановившихся режимах. В связи с этим при анализе работоспособности дизеля и его отдельных узлов оценивают параметры двигателя при переходных процессах, так как испытания на установившихся режимах, по мнению ряда исследователей, не могут обеспечить требуемой информации. Приемлемыми критериями оценки переходных процессов при диагностировании топливной аппаратуры являются: резкое изменение цикловой подачи топлива и продолжительность переходного процесса; площадь под кривой переходного процесса; установившееся значение цикловой подачи топлива на новом равновесном режиме работы. Для такой оценки необходимо иметь закономерности эталонного переходного процесса двигателя, снятого при исправном исходном состоянии топливной аппаратуры, чтобы сравнивать его с переходным процессом, полученным при данном техническом состоянии аппаратуры.

Общая оценка состояния топливной аппаратуры по параметрам рабочего процесса дизеля. Одним из методов диагностирования топливной аппаратуры является оценка по параметрам отработавших газов. Однако параметры отработавших газов являются функцией как топливной аппаратуры, так и технического состояния агрегатов наддува, цилиндропоршневой группы и др. В связи с этим только по параметрам отработавших газов трудно оценить состояние топливной аппаратуры.

Регулировку топливной аппаратуры дизелей во многих случаях контролируют по максимальному давлению сгорания p_z , температуре отработавших газов за каждым цилиндром $T_{гi}$ и выходу рейки топливного насоса высокого давления. По этим же параметрам осуществляют и оценку ее технического состоя-

ния. Однако повышение температуры отработавших газов по мере эксплуатации дизеля неизбежно вследствие ухудшения технического состояния других узлов и агрегатов, в том числе цилиндропоршневой группы, газораспределительного механизма, системы воздухообеспечения и др. Таким образом, повышение $T_{гi}$, обуславливая необходимость поиска причины отказа, не позволяет его локализовать.

Наиболее полно состояние элементов конструкции, определяющих рабочий процесс, характеризуется двумя показателями — средним индикаторным давлением p_i и индикаторным КПД η_i . Рассмотрим возможность оценки состояния топливной аппаратуры по η_i . Для этого воспользуемся зависимостью $\eta_i(\alpha, t_s, n)$:

$$\eta_i = A_0 + A_1\alpha + A_2\alpha^2 + \dots + B_0 + B_1t_s + B_2T_s^2 + \dots + C_0 + C_1n + C_2n^2 + \dots$$

и уравнением внутреннего теплового баланса:

$$\eta_i = 1 - q_{yx} - \omega_{ог} - \Delta_{н.с} - \Delta_{тепл} + \Delta_{н.п}, \quad (77)$$

где A_0 — A_2 , B_0 — B_2 и C_0 — C_2 — коэффициенты полинома; q_{yx} , $\omega_{ог}$ и $\Delta_{н.с}$ — относительные потери теплоты соответственно с уходящими газами, в стенки камеры сгорания и выпускного патрубка крышки цилиндра и от неполноты сгорания топлива; $\Delta_{тепл}$ и $\Delta_{н.п}$ — относительные доли теплоты, эквивалентные теплосодержанию топлива и насосным потерям.

В результате проведенного [37] и других исследований установлено, что величины $\omega_{ог}$, q_{yx} , $\Delta_{н.п}$ хорошо аппроксимируются зависимостью от режимных параметров, а конструктивные особенности двигателя обобщаются постоянными коэффициентами. На основе опытных данных можно установить закономерности изменения индикаторного КПД от упомянутых составляющих теплового баланса:

$$\eta_i = 1 - q_{yx}(\alpha_s, T_{гi}, T_s) - \omega_{ог}(T_s, \alpha) - \Delta_{н.с}(C(\text{сажа}), CO, C_n H_m, H_2 \text{ и др.}). \quad (78)$$

Эта зависимость может быть использована для определения индикаторного КПД при состоянии дизеля, отличном от исходного, в то время как закономерность $\eta_i(\alpha, T_s, n)$ справедлива только лишь для того технического состояния дизеля, при котором она была получена.

Происходящее в процессе эксплуатации дизеля ухудшение технического состояния приводит к тому, что определенные на каком-либо фиксированном режиме параметры и показатели двигателя имеют отличные от исходных значения. Общее снижение индикаторного КПД $\Delta\eta_{i\text{общ}}$ определяется как изменением состояния внешних по отношению к цилиндру систем, приводящих к отклонению параметров p_s , T_s и α режима ($\Delta\eta_{i\text{пар}}$),

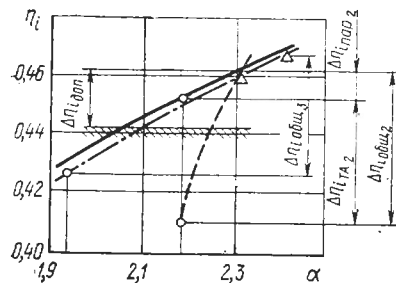


Рис. 28. Изменение индикаторного КПД дизеля в зависимости от состава смеси и наработки:

— дизель в исходном состоянии; — второй цилиндр; — третий; ○ — после 1200 ч работы; △ — после 200 ч работы

8ЧН 26/26 с учетом наработки. Через 200 ч после начала испытаний индикаторный КПД третьего цилиндра несущественно отличался от исходного значения η_i (сплошная кривая) при том же α . После 1200 ч работы это отличие составляло всего лишь 0,005. При значительном общем снижении индикаторного КПД $\Delta\eta_{i,общ} = 0,038$ на долю топливной аппаратуры приходится очень незначительная часть ($\sim 13\%$) этого изменения. Таким образом ухудшение экономичности вызвано не топливной аппаратурой, а другими элементами конструкции двигателя.

Для второго цилиндра характерно значительное ухудшение экономичности через 1200 ч работы ($\Delta\eta_{i,общ} = 0,051$) при сравнительно малом изменении состава смеси. Как видно из рис. 28, основная доля снижения η_{i2} приходится на топливную аппаратуру второго цилиндра ($\Delta\eta_{i,т.а} \approx 80\%$), а остальная часть $\Delta\eta_{i,пар}$ обусловлена изменением режимных параметров вследствие изменения состояния других агрегатов дизеля.

Приведенная методика и результаты ее опытной проверки позволяют заключить о возможности оценки состояния топливной аппаратуры предлагаемым способом. При заданном допустимом относительном отклонении индикаторного КПД $\varepsilon_{идоп}$ достижение условия $\Delta\eta_{i,общ} > \varepsilon_{идоп} \eta_{исх}$ определяет начало поиска отказа (см. рис. 28). Однако, если при этом выполняется неравенство $\Delta\eta_{i,т.а} < \varepsilon_{идоп} \eta_{i,пар}$, то топливная аппаратура находится в удовлетворительном состоянии. Причина отказа вызвана другими агрегатами и системами (турбокомпрессор, охладитель наддувочного воздуха и др.) или наступил такой момент, когда состояние каждого из влияющих агрегатов не

так и ухудшением состояния топливной аппаратуры в целом ($\Delta\eta_{i,т.а}$), т. е. $\Delta\eta_{i,общ} = \Delta\eta_{i,пар} + \Delta\eta_{i,т.а}$. Величина $\Delta\eta_{i,пар}$ может быть вычислена на основе заранее определенной зависимости (77), а $\Delta\eta_{i,т.а}$ — как разность исходного значения индикаторного КПД нового двигателя и значения, полученного по опытным данным на основе уравнения (78) при фактических величинах p_s , T_s , α , соответствующих техническому состоянию дизеля в момент испытаний.

На рис. 28 представлены закономерности изменения индикаторного КПД во втором и третьем цилиндрах дизеля

вышло за допустимые пределы, но их суммарное влияние приводит к недопустимому ухудшению контролируемого технико-экономического показателя.

Предлагаемый способ имеет недостатки. Для осуществления такой оценки состояния топливной аппаратуры конкретных цилиндров необходимо знать величины T_{gi} , α_i для каждого из них. Оценить состав газов в i -м цилиндре сложно, особенно для дизелей с импульсной системой наддува ($p_t = \text{var}$) при наличии продувки. В этом случае определяют состав газов, отобранных за каждым цилиндром в период чистого выпуска, в интервале времени, когда влияние соседних по работе цилиндров отсутствует. Неизбежность применения автоматических устройств при этом усложняет систему диагностирования.

Рассмотрим другой способ оценки состояния топливной аппаратуры. Как показали исследования, при данном ее техническом состоянии относительные потери теплоты с уходящими газами q_{yx} в широком диапазоне нагрузок (при $n = \text{const}$) практически неизменны. Это позволяет, зная величину q_{yx} , заранее определить температуру газов за цилиндрами, соответствующую исходному техническому состоянию топливной аппаратуры:

$$T_{gip} = \frac{\alpha_{\Sigma i}}{\alpha_{\Sigma i} + 0,0666} \left(\frac{C_1}{\alpha_{\Sigma i}} + C_2 T_s \right),$$

где C_1 и C_2 — постоянные коэффициенты.

Ухудшение технического состояния топливной аппаратуры приводит к нарушению процессов топливоподачи, смесеобразования и сгорания и, как результат, к росту потерь теплоты с уходящими газами. Подтверждением этого является отличие измеренной температуры T_{gi} от расчетной T_{gip} при данном составе смеси $\alpha_{\Sigma i}$. Выбор допустимой по состоянию аппаратуры температуры должен быть обусловлен таким изменением состояния, которое приводит к предельно допустимому ухудшению технико-экономических показателей. Например, если критерием для оценки выбрано допустимое снижение индикаторного КПД $\Delta\eta_i = 0,02$, то оно вызывает практически такое же возрастание потерь теплоты с уходящими газами.

Результаты расчетов и эксперимента приведены на рис. 29. Первоначальная регулировка топливной аппаратуры исследуемых (второго и третьего) цилиндров обеспечила одинаковую температуру газов (в пределах погрешности измерения) и близкие значения состава смеси сравниваемых цилиндров. После 1200 ч работы дизеля температура газов на выходе из цилиндров превысила 873 К. Однако температура за третьим цилиндром была в допустимых пределах по состоянию топливной аппаратуры. Такое возрастание T_{g3} объясняется уменьшением коэффициента избытка воздуха в этом цилиндре. Следовательно, поиск отказа должен быть локализован цилиндропоршневой

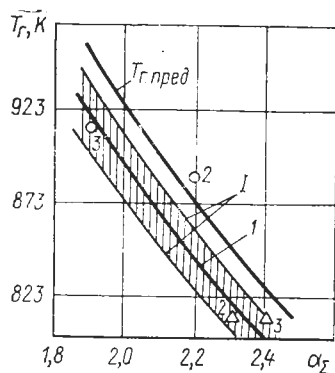


Рис. 29. Зависимость температуры на выходе из цилиндра от состава смеси:

1 — расчетная температура; 2 и 3 — номера цилиндров; 1 — поле погрешности измерения T_g ; ○ — после 1200 ч работы; △ — после 200 ч работы

отказе именно топливной аппаратуры этого цилиндра. Демонтаж и анализ аппаратуры подтвердили этот вывод.

Анализ приведенных данных свидетельствует о том, что температура газов за цилиндром является только информативным параметром, который в сочетании с параметрами $\alpha_{\Sigma i}$ и T_s используется для формирования диагностического параметра.

Проведенное исследование позволило проверить разработанный локальный алгоритм диагностирования топливной аппаратуры. Необходимо отметить, что при такой постановке задачи диагностирования топливная аппаратура конкретного цилиндра рассматривается как единое устройство. Дальнейшая детализация может быть осуществлена при использовании других принципов, позволяющих локализовать отказ на более глубоком уровне (форсунки, насоса высокого давления и т. д.).

Методы оценки состояния отдельных элементов топливной аппаратуры. Исследователями предложен метод оценки технического состояния топливной аппаратуры по показателям рабочего процесса. На основании проведенного анализа параметров рабочего процесса с применением метода графов, учета информативности параметров, разработки моделей процессов в дизеле получена конечная минимальная совокупность диагностических параметров: среднее индикаторное давление (по двигателю в целом) p_i ; максимальное давление сгорания (среднее по двигателю в целом) p_z ; температура отработавших газов (средняя по двигателю в целом) T_g . Целью анализа этих параметров является предварительное определение состояния двигателя.

Решение задачи поиска неисправностей позволяет использовать совокупность следующих параметров по цилиндрам: мак-

группой и клапанным механизмом. Это подтверждается и различием изменения $\alpha_{\Sigma i}$ в рассматриваемых цилиндрах. При последующем демонтаже двигателя подтвердились сделанные выводы — на поверхностях фасок выпускных клапанов третьего цилиндра были обнаружены прогары. Это привело к утечке заряда при сжатии и расширении.

Во втором цилиндре (как и во всех остальных) после 1000 ч работы дизеля произошло примерно одинаковое снижение $\alpha_{\Sigma i}$, что явилось следствием ухудшения технического состояния турбокомпрессора. Однако превышение T_{g2} предельно допустимого значения $T_{g. пред}$ позволило сделать вывод об

Таблица 4

Неисправность	$\alpha_{п. п. ф.}$	α_{Σ}	$\alpha_{п. п. ф.}$	α_{Σ}	$\alpha_{п. в. с.}$	p_z	p_{40}	$p_{ост}$
Поломка пружины форсунки	↓	↑	↑	↓	↑	↓	↑	↓
Протечка	↓	↑	↑	↓	↓	↓	↑	↓
Подтекание иглы форсунки	↑	↑	↓	↑	↓	↑	↓	↓
Загрязнение отверстий распылителя	↓	↑	↑	↓	↓	↑	↓	↑
Увеличение отверстий распылителя	↑	↓	↓	↑	↓	↑	↑	↑

Примечание. ↑ — увеличение параметра, ↓ — уменьшение.

симальное давление сгорания p_z ; давление в цилиндре в момент, соответствующий 40° угла поворота коленчатого вала после ВМТ, p_{40} ; угол задержки воспламенения $\Delta\alpha_3$; угол поворота вала между ВМТ и p_z $\Delta\alpha_2$; угол начала видимого сгорания $\alpha_{п. в. с.}$. Однако для полного решения задач диагностирования элементов топливной аппаратуры приведенных выше параметров недостаточно. Необходимо получение дополнительной информации по следующим параметрам: углу продолжительности подачи форсунки $\Delta\alpha_{п. п. ф.}$; углу начала подачи форсунки $\alpha_{п. п. ф.}$; остаточному давлению в трубопроводах $p_{ост}$.

На основании установленных взаимосвязей между неисправностями топливной аппаратуры и отклонениями диагностических параметров отдельных цилиндров (табл. 4) составлен алгоритм диагностирования и поиска этих неисправностей. При возможности фиксировать и другие параметры топливной аппаратуры можно значительно уточнить и углубить диагноз. Так, замер подачи $G_{нас}$ и максимального давления впрыскивания $p_{впр max}$ топливного насоса позволяет оценить износ плунжерной пары или неисправности клапанов. По давлению в трубопроводе высокого давления $p_{п. впр}$ и $p_{ост}$ можно судить о протечках и неисправностях клапана.

Распространенным является метод измерения амплитудно-фазовых параметров изменения давления в нагнетательной магистрали топливной системы. Он базируется на измерении параметров частотно-временной группы, которыми характеризуется большинство процессов дизеля. Качество протекания процесса впрыскивания и состояние деталей топливной аппара-

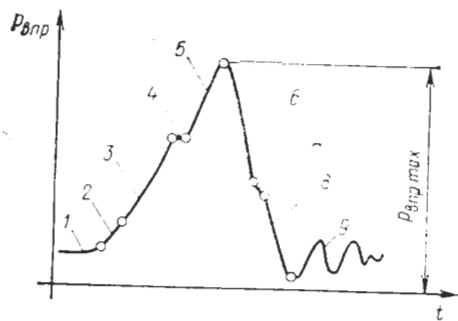


Рис. 30. Изменение давления топлива в трубопроводе

туры могут быть оценены по таким показателям, как угол опережения подачи, продолжительность впрыскивания, максимальное и среднее давление впрыскивания, фактор динамичности цикла (отношение количества топлива, подаваемого в цилиндр двигателя за период задержки воспламенения, к цикловой подаче топлива) и др.

При диагностировании топливной аппаратуры по указанным характеристикам анализ ее работоспособности проводят по осциллограммам процесса впрыскивания путем выделения характерных участков. Наибольшую информативность обеспечивает закон изменения давления в трубопроводе у штуцера форсунки (рис. 30). Участок 1 характеризует давление перед началом подачи топлива. Неизменность давления свидетельствует о том, что нагнетательный клапан и игла распылителя функционируют без отклонений. Участок 2 выявляет начало подачи топлива насосом, а участок 3 — момент открытия нагнетательного клапана и начало формирования волны подачи топлива от насоса к форсунке. На участке 4 происходит падение давления в полости форсунки в результате подъема иглы. Участок 5 характеризуется некоторым увеличением давления топлива в результате нагнетательного хода плунжера, а на участке 6 давление снижается вследствие прекращения подачи топлива насосом. Участок 7 определяет закрытие иглы распылителя. Участок 8 соответствует моменту закрытия клапана насоса и разгрузки трубопровода. На участке 9 происходят затухающие колебания давления под влиянием отраженных волн.

По осциллограммам давления впрыскивания топлива и по их расположению относительно отметки ВМТ обнаруживают большинство неисправностей топливной аппаратуры. Диагностирование проводят путем сравнения эталонной и исследуемой осциллограмм, снятых на одном и том же режиме работы двигателя. Их анализ позволяет установить, что сдвиг максимума осциллограммы относительно ВМТ и наклон участка линии начала подачи определяют состояние плунжерной пары, толкателя и привода топливного насоса. Ордината участка падения давления в результате начала подъема иглы определяет усилие затяжки пружины форсунки и состояние прецизионной пары игла — корпус распылителя. Максимальное давление топлива характеризует состояние отверстий распылителя. По изменению

давления на участке 8 определяют неисправность работы нагнетательного клапана. По осциллограммам можно выявить и такие отказы, как неплотность в запирающем конусе распылителя, прихватывание иглы, трещины втулок плунжера и корпусов форсунок, поломки пружин и др.

Приборный комплекс, разработанный на основании этого метода, позволяет определить угол опережения подачи топлива в каждом цилиндре, максимальную и минимальную частоты вращения коленчатого вала, углы опережения впрыскивания, устанавливаемые автоматической муфтой, а также усилие затяжки пружины [22]. Наряду с этим выявляются износы плунжерных пар топливного насоса высокого давления и нагнетательного клапана, износ, обрыв и закоксованность распыливающих отверстий, заклинивание плунжеров и игл распылителей, поломки пружин нагнетательных клапанов, форсунок и плунжеров.

Амплитудные характеристики давления определяют по осциллограммам. При оценке технического состояния элементов топливной аппаратуры анализируют амплитудно-фазовые параметры характерных точек осциллограммы и ее форму, а при оценке регулировочных характеристик аппаратуры измеряют фазовый сдвиг между началом подачи относительно ВМТ. При диагностировании сравнивают эталонную и исследуемую осциллограммы по характерным точкам.

Можно использовать также упрощенную методику анализа осциллограмм давления по предварительно принятым условиям расшифровки [29]. Считая необязательными количественные измерения, отдельные участки осциллограммы анализируют качественно по характеру их протекания. Анализ диагностических осциллограмм и сравнение их с эталонными, полученными на определенном тщательно выбранном режиме двигателя при гарантированно исправной топливной системе, осуществляют при помощи диагностической карты либо таблицы, аналогичной табл. 4. Наиболее часто встречающиеся дефекты топливной аппаратуры, занесенные в таблицу состояний, создают искусственно на исправной аппаратуре, и соответствующие им кривые изменения давления в тракте нагнетания осциллографируют заранее. Однако сравнение кривой давления с эталонной осциллограммой дает весьма ограниченную и ненадежную информацию, так как даже для нормально работающей аппаратуры многоцилиндрового дизеля форма импульсов давления может значительно отличаться для различных цилиндров. В связи с этим представляет некоторый интерес метод диагностирования топливной аппаратуры по импульсу давления с применением расчета процесса впрыскивания на ЭВМ.

Согласно указанному методу по разработанной математической модели гидродинамики единичного импульса, имея осциллограмму давления в любом месте нагнетательного трубопро-

вода, можно рассчитать основные параметры процесса топливоподачи в системе. Это позволяет определить в функции времени следующие параметры: исходное давление; давление у входа в форсунку (оно может служить для контроля точности расчета); давление перед запирающим конусом иглы распылителя; давление в полости распылителя; скорость впрыскивания топлива в цилиндр; скорость движения и перемещения иглы распылителя; площадь эффективного сечения под иглой. Кроме того, выводятся на печать величины цикловой подачи, остаточного давления и утечки через зазор вдоль иглы распылителя.

Исходный импульс давления, полученный при осциллографировании, вводят в ЭВМ в виде ломаной линии, состоящей из 14 прямых характерных участков. Это позволяет достаточно точно аппроксимировать форму реального импульса. Другими исходными данными служат параметры топлива и конструктивные размеры топливной аппаратуры.

Основным недостатком метода диагностирования по осциллограммам давления при его наглядности и простоте являются необходимость ручной обработки полученных данных и сложность проведения сравнительного анализа, требующая определенного навыка. Этим объясняется некоторая субъективность оценок качества протекания процесса впрыскивания.

Для автоматического диагностирования используют средства и методы регистрации диагностических параметров топливной аппаратуры на основе использования ЭВМ. Применение цифровой измерительной аппаратуры позволяет выводить результаты измерений на световое табло или регистрировать их с помощью печатающих устройств. Наряду с аналого-цифровым преобразованием параметров топливной аппаратуры используют системы диагностирования, в которых используют цифровые дискретные сигналы, получаемые с датчиков контактного типа.

Оценка технического состояния смазочной системы и ее основных элементов

Совершенство смазочной системы и входящих в нее узлов и агрегатов во многом определяет выполнение ею основных функций: уменьшение потерь трения; вымывание частиц износа из пар трения; отвод теплоты, эквивалентной работе трения. Все эти функции выполняет прокачиваемое через систему масло. Являясь сопутствующей средой, масло влияет на техническое состояние омываемых поверхностей, и в то же время состояние масла и его способность выполнять заданные функции зависят от технического состояния двигателя. По мере эксплуатации двигателя в масле накапливаются пыль, попадающая в цилиндры вместе с воздухом, частицы износа, нагар и смолы, проникающие вместе с картерными газами, вода, образующаяся в результате выгорания водорода топлива и проникающая

с картерными газами, а также через неплотности системы охлаждения; соединения серы и другие вещества.

Согласно данным [24] основную массу взвешенных частиц в масле составляют примеси размером 1...3 мкм. При этом частицы, размер которых не превышает 2 мкм, не задерживаются центробежными маслоочистителями. В случае накопления взвешенных частиц в масле до 0,02 % даже при размерах, не превышающих 0,5 мкм, в 28 раз увеличивается износ поршневых колец по сравнению с использованием чистого масла [38]. В числе таких частиц могут находиться и оказывающие абразивное воздействие продукты окисления углеводородов (карбены и карбоиды), содержание которых в нагаре может достигать 50 % [24].

Содержание углерода в нагаре составляет 85...90 % [23]. Обладая хорошей поглощающей способностью, он вбирает компоненты, входящие в состав противоизносных защитных покрытий, снижая ресурс пар трения и двигателя в целом. Установлено также, что противоизносное действие цинкового дитиофосфата в дизельном масле марки Т полностью прекращается при достижении концентрации сажи, равной 3,5 %.

Таким образом, как теплотехнические параметры, так и физико-химические свойства масел могут являться информативными параметрами состояния омываемых поверхностей и соединений. Теплотехнические параметры смазочной системы в целом зависят от ее конкретной схемы и входящих устройств: масляного насоса; фильтров грубой и тонкой очистки масла; центробежного фильтра; охладителя масла; масляных трубопроводов, каналов и магистралей; подшипниковых узлов; вместимостей для хранения масла.

Фильтры грубой и тонкой очистки, трубопроводы. Как правило, фильтр грубой очистки масла является полнопоточным и поэтому расход масла через него равен подаче масляного насоса $G_{м.н} = G_{ф.г.}$. Поток масла после фильтра, как правило, разделяется по трем направлениям: к перепускному клапану ($G_{п.к.}$), к фильтру тонкой очистки масла ($G_{ф.т.}$) и водомасляному теплообменнику ($G_{ох.м.}$), т. е. $G_{ф.г.} = G_{п.к.} + G_{ф.т.} + G_{ох.м.}$.

Из водомасляного теплообменника масло поступает в главную масляную магистраль и далее к газораспределительному механизму ($G_{гр.м.}$), коренным ($G_{к.п.и.}$), шатунным ($G_{ш.п.и.}$) и головным подшипникам ($G_{г.п.и.}$) и на охлаждение поршней ($G_{ох.п.и.}$):

$$G_{ох.м.} = G_{гр.м.} + \sum_{i=1}^{z+1} G_{к.п.и.} + \sum_{i=1}^z G_{ш.п.и.} + \sum_{i=1}^z G_{г.п.и.} + \sum_{i=1}^z G_{ох.п.и.}$$

В условиях эксплуатации расход масла через подшипниковые узлы определить невозможно. Однако в ряде случаев можно оценить массовый расход по основным ветвям магистрали, например, $G_{м.н.}$ и $G_{гр.м.}$.

Для определения рассматриваемых величин массового расхода в большинстве случаев применяют приборы, измеряющие скорость потоков v_i с последующим пересчетом по формуле $G_i = \rho_i F v_i$ (где ρ_i — плотность вещества, F — площадь поперечного сечения потока или канала).

Весьма показательным параметром является гидравлическое сопротивление отдельных участков и системы в целом, по которому можно составить представление об общем состоянии системы и отдельных ее элементов:

$$\Delta p_{i, i+1} = \xi_{i, i+1} G_i^2 / (2 \rho_i F_i^3),$$

где $\xi_{i, i+1}$ — коэффициент гидравлического сопротивления рассматриваемого участка системы.

Источником энергии в топливной системе является масляный насос, а потребителями — все остальные элементы ее проточной части. В результате весь напор, создаваемый насосом, затрачивается на преодоление сопротивления прокачке масла. Рассмотрим некоторые возможности нахождения закономерностей гидравлических характеристик смазочной системы.

Для упрощения будем считать, что $G_{п.к} = 0$, так как всегда можно выбрать режим работы, при котором перепускной клапан закрыт. Скорость потока измеряют на участке между фильтром грубой очистки и охладителем масла, а также между фильтрами грубой и тонкой очистки. Полагая сопротивление фильтров грубой и тонкой очистки значительным, этой величиной для прилегающих участков можно пренебречь. Действительный напор на анализируемых элементах

$$\Delta H_{д.ох.м} = \Delta H_{ох.м} + \Delta p_{ох.м} / \rho_{ох.м} \text{ и}$$

$$\Delta H_{д.ф.г} = \Delta H_{ф.г} + \Delta p_{ф.г} / \rho_{ф.г},$$

где $\Delta H_{ох.м}$ и $\Delta H_{ф.г}$ — геодезический перепад высот краев участка, где проводят измерения перепада давления; $\rho_{ох.м}$ и $\rho_{ф.г}$ — плотности масла соответственно в охладителе и фильтре грубой очистки.

При известных величинах $\Delta p_{i, i+1}$, ρ_i и v_i можно вычислить коэффициент сопротивления узла $\xi_{i, i+1} = 2 \Delta p_{i, i+1} / (\rho_i v_i^2)$, по которому судят о его техническом состоянии.

Условием получения достоверных результатов является измерение скорости потока, перепада давления и плотности масла. Последняя может быть вычислена путем измерения температуры масла. При этом необходимо учитывать, что по мере эксплуатации двигателя будут меняться и свойства масла, в том числе плотность.

Сравнение полученных значений коэффициента гидравлического сопротивления с эталонными позволяет объективно оценить техническое состояние конкретного элемента системы.

Центробежный фильтр очистки масла. Под действием центробежных сил во вращающемся роторе происходит разделение

масла и посторонних включений (воды, отложений, частиц износа). В процессе эксплуатации на стенках ротора нарастает слой отложений, что приводит к потере фильтрующей способности. Таким образом, толщина слоя отложений является структурным параметром, подлежащим определению при эксплуатации центробежного масляного фильтра.

Плотность отложений в 1,5...2 раза превышает плотность масла, поэтому со временем происходит увеличение момента инерции ротора центробежного фильтра. Для оценки степени загрязнения используют закономерности неустановившегося движения при выбеге ротора из-за прекращения подачи масла:

$$M_{тр} = -\theta_{\Sigma} \frac{d\omega_p}{dt} = -\frac{\pi}{30} \theta_{\Sigma} \frac{dn_p}{dt}, \quad (79)$$

где $M_{тр}$ — момент жидкостного трения в подшипниках ротора; θ_{Σ} — суммарный момент инерции ротора; ω_p — угловая скорость ротора; n_p — частота вращения ротора; t — время.

Суммарный момент инерции ротора

$$\theta_{\Sigma} = \theta_p + \theta_{отл} + \theta_m,$$

где θ_p , $\theta_{отл}$ и θ_m — моменты инерции соответственно ротора, слоя отложений и масла,

$$\theta_{отл} = \frac{\pi}{32} \rho_{отл} h_p (D_1^4 - D_2^4);$$

$$\theta_m = \frac{\pi}{32} \rho_m h_p (D_2^4 - D_3^4);$$

h_p , $D_1 - D_3$ — см. рис. 31.

При выключении подачи масла оно вытекает из центробежного фильтра при максимальной частоте вращения ротора, поэтому влиянием гравитационных сил можно пренебречь.

При высоте столба масла h_p (между диаметрами D_3 и D_4) оно вытекает за время

$$t_0 = V_0 / W_{д},$$

где $V_0 = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_4^2) h_p$; $W_{д}$ — действительный объемный расход

масла через сопловые отверстия ротора, $W_{д} = (\mu f)_c \sqrt{2 p_{цб} / \rho_m}$; $(\mu f)_c$ — эффективное проходное сечение обоих сопловых отверстий; $p_{цб}$ — давление, создаваемое центробежной силой столба масла, $p_{цб} = 0,5 \rho_m R^2 \omega_p^2$; R — радиус ротора.

После истечения рассматриваемого слоя масла сопротивление трения зависит только от состояния подшипниковых узлов. Поэтому, начиная с момента $t = t_0$, справедлива зависимость (79), которая после некоторых преобразований принимает вид

$$M_{тр} = \frac{\pi}{30} \left(\theta_p + \frac{\pi}{32} h_p (D_1^4 - D_2^4) + \rho_m (D_2^4 - D_3^4) \right) \frac{dn_p}{dt}.$$

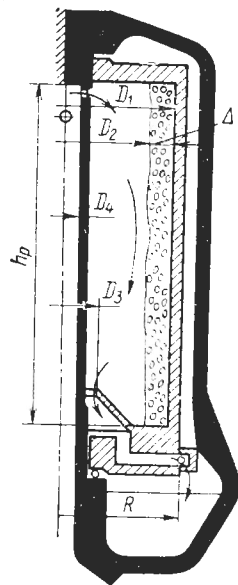
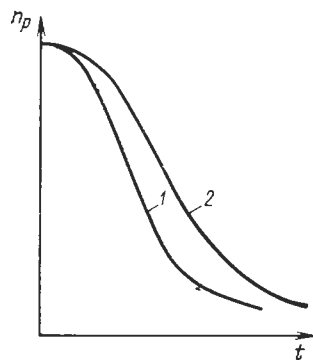


Рис. 31. Схема для расчета центробежной очистки масла

Рис. 32. Выбег ротора центробежной очистки масла:

1 и 2 — ротор соответственно без отложений и с предельным слоем отложений



Выделив постоянную величину $B = (\pi/32)h_p$ и обозначив $A = -\theta_p + B(\rho_m D_3^4 - \rho_{отл} D_1^4)$; $C = B(\rho_m - \rho_{отл})$, получим

$$D_2 = \frac{1}{C^{0.25}} \sqrt[4]{9.55 \frac{M_{тр}}{dn_p/dt} - A},$$

где $\frac{dn_p}{dt}$ определяют по результатам записи выбега (рис. 32).

Момент сопротивления в подшипниках ротора пропорционален его частоте вращения, т. е. $M_{тр} = b n_p$. Однако коэффициент b изменяется по мере эксплуатации подшипников. Для его расчета можно воспользоваться равенством моментов трения и кручения $M_{тр} = M_{кр} = 2F_p R_c$ (где F_p — реактивная сила масляной струи; R_c — радиус окружности, на котором расположено сопловое отверстие ротора).

Реактивная сила масляной струи

$$F_p = W_d \frac{\rho_m}{2} \left(\frac{W_d}{2(\mu f)_c} - \frac{\pi n_p}{30} R_c \right),$$

где f_c — площадь сечения соплового отверстия ротора.

С учетом приведенных выше формул

$$b = \left(\rho_m R_c W_d \left(\frac{W_d}{2(\mu f)_c} - \frac{\pi n_p}{30} R_c \right) \right) / n_p.$$

Таким образом, степень загрязненности центробежного фильтра (центрифуги) можно выявить при замере объемного рас-

хода масла W_d через сопловые отверстия. В результате можно определить толщину слоя отложений $\Delta = 0.5(D_1 - D_2)$.

Опытная проверка предельно загрязненной центрифуги показала, что момент инерции увеличивается на 45 %. Закономерности dn_p/dt для чистого и предельно загрязненного роторов отличаются крутизной характеристики. Однако различия не очень значительны (см. рис. 32). Преимущества такого способа оценки технического состояния центробежного фильтра возрастают по мере уменьшения момента инерции незагрязненного ротора.

Представляет также интерес другой способ оценки отложений в роторе — по времени заполнения маслом, а состояния подшипников — по времени от начала заполнения до начала вращения. Теоретическая скорость заполнения ротора маслом $v_3 = \sqrt{2p_m/\rho_m}$ (где p_m — давление масла), а объемный расход масла при заполнении

$$W_3 = (\mu f)_k \sqrt{\frac{2p_m}{\rho_m}} - W_b, \quad (80)$$

где $(\mu f)_k$ — эффективное проходное сечение канала, подводящего масло к ротору; W_b — расход масла, вытекающего из ротора свободной струей через сопла до начала вращения; $W_b = 2(\mu f)_c \sqrt{2(p'_m - p_0)/\rho_m}$; p'_m — статическое давление столба масла, заполняющего ротор; p_0 — давление масла до начала вращения ротора.

Полагая, что $p'_m \ll p_m$, упростим уравнение (80):

$$W_3 \approx (\mu f)_k \sqrt{2p_m/\rho_m}. \quad (81)$$

Объем ротора, свободный от отложений,

$$V_p - V_{отл} = V_p - (\pi/4)(D_1^2 - D_2^2)h_p, \quad (82)$$

где V_p — объем ротора, $V_p = (\pi/4)(D_1^2 - D_4^2)h_p$; $V_{отл}$ — объем отложений.

Учитывая, что $D_1 = D_2 + 2\Delta$ (см. рис. 31), после преобразований получим $D_1^2 - D_2^2 = 4D_1\Delta - 4\Delta^2$. Подставив это выражение в уравнение (82) и учитывая формулу (81), получим

$$\Delta^2 - D_1\Delta + 1.27(V_p - (\mu f)_k \sqrt{2p_m t_3/\rho_m}) = 0. \quad (83)$$

Замерив время заполнения ротора t_3 , можно определить по уравнению (83) толщину слоя отложений Δ . Время t_3 характеризуется резким повышением давления в роторе вследствие гидравлического удара.

После заполнения ротора маслом необходим некоторый промежуток времени t_c и для преодоления момента сопротивления в подшипниках и инерции массы заполненного ротора. Причем, чем больше слой отложений и хуже техническое состояние под-

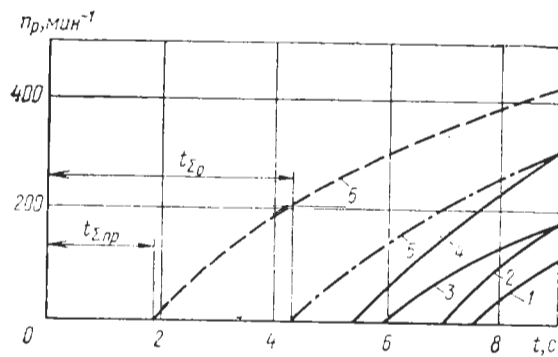


Рис. 33. Изменение частоты вращения ротора в зависимости от параметров масла и степени загрязнения:

1 — $p_m = 0,25$ МПа; $T_m = 338$ К; 2 — $p_m = 0,45$ МПа, $T_m = 328$ К; 3 — $p_m = 0,25$ МПа, $T_m = 346,5$ К; 4 — $p_m = 0,45$ МПа, $T_m = 338$ К; 5 — $p_m = 0,45$ МПа, $T_m = 346$ К; 6 — $p_m = 0,45$ МПа, $T_m = 346$ К; — — — ротор предельно загрязнен; — — — ротор чистый

шипников, тем этот отрезок времени больше. Общее время от начала заполнения до начала вращения ротора $t_z = t_s + t_{c.и.}$

Результаты испытаний (рис. 33) свидетельствуют о том, что параметры масла p_m и T_m на входе в ротор существенно сказываются на периоде времени от начала его подачи до начала вращения ротора. При предельном загрязнении ротора отложениями время $t_{zпр}$ значительно сокращается по сравнению с временем t_{z0} для чистого ротора. При этом относительное изменение времени составило $t_z \approx 1,6$. Еще более ощутима разница во времени заполнения чистого ротора t_{z0} и предельно загрязненного $t_{z.пр}$. Сравнение указанных величин показывает, что относительное уменьшение времени составило $\tau_z = 2,2$. Следовательно, эта величина может быть рекомендована в качестве диагностического параметра при оценке загрязнения ротора отложениями.

Алгоритм диагностирования центробежного фильтра очистки масла предлагаемым способом приведен на рис. 34.

Водомасляный охладитель. В охлаждающем устройстве масла отводится теплота, эквивалентная потерям жидкостного трения. При масляном охлаждении поршня эта величина еще более возрастает.

Качество охлаждения зависит от толщины слоя отложений на внешней (водяной) и внутренней (масляной) поверхностях охладителя. Косвенная оцен-

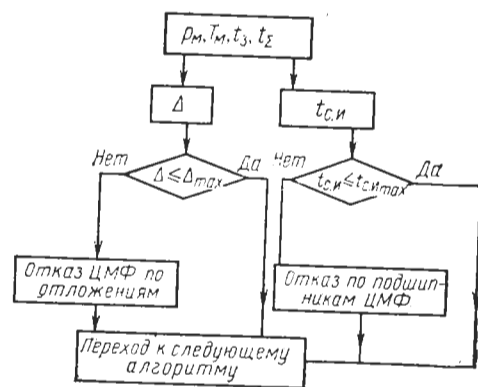


Рис. 34. Алгоритм диагностирования центробежного фильтра очистки масла (ЦМФ) по времени заполнения ротора

ка состояния охладителя может быть сделана по двум параметрам: коэффициенту гидравлического сопротивления $\xi_{ох.м.}$, так как при отложениях изменяется шероховатость пограничного слоя, и коэффициенту теплопередачи $K_{ох.м.}$, поскольку слои отложений имеют теплопроводность, отличную от теплопроводности металла. Расчетные уравнения имеют вид

$$\xi_{ох.м.} = 2\Delta p_{ох.}/(\rho_m v_m^2) \text{ и } K_{ох.м.} = \frac{G_v c_v (T_{в.вых} - T_{в.вх})}{F (T_{м.ср} - T_{в.ср})},$$

где $\Delta p_{ох.}$ — потери давления масла в охладителе; v_m — скорость масла; G_v и c_v — расход и теплоемкость омывающей воды; $T_{в.вых.}$, $T_{в.вх.}$ и $T_{в.ср.}$ — температура воды соответственно на выходе, входе и средняя; $T_{м.ср.}$ — средняя температура масла в охладителе; F — площадь поверхности охлаждения.

Достижение параметрами предельных (и заранее известных) значений свидетельствует о невозможности дальнейшей эксплуатации охладителя масла в связи с опасностью отказа других узлов, функционально связанных со смазочной системой и омываемых маслом (подшипники коленчатого вала, цилиндропоршневая группа и др.).

Оценка технического состояния подшипников коленчатого вала

Отказ подшипников коленчатого вала влечет за собой такие последствия, как поломка коленчатого вала, задиры поршня, цилиндра [23].

Причинами отказа подшипникового узла могут быть овализация, корсетность и бочкообразность поверхностей шеек и поверхности антифрикционного слоя, искажение взаимного положения осей вала и отверстия и т. д. В процессе эксплуатации эти изменения обусловлены режимами работы, тепловым состоянием двигателя, качеством смазочного материала и т. д.

Обобщенными структурными параметрами рассматриваемых узлов являются зазор и состояние поверхностей трения. Эти параметры определяют несущую способность подшипникового узла, и давление в слое масла, условия трения и тепловыделения, расход масла и др. Необходимость индивидуальной оценки состояния каждого подшипникового узла объясняется не только различием процессов в цилиндрах, но и характером нагружения, неидентичностью условий смазывания. Несмотря на значительные сложности оценки технического состояния рассматриваемых конструкций, идет поиск способов безразборного диагностирования.

Использование теплогидравлических параметров для диагностирования. К числу теплогидравлических параметров отно-

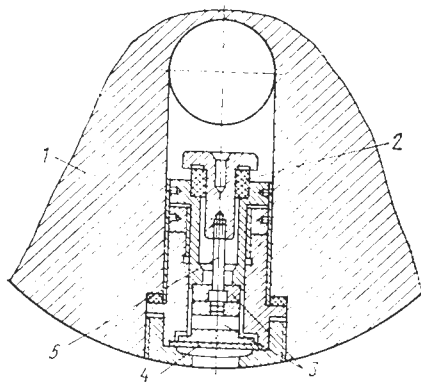


Рис. 35. Схема пьезокварцевого датчика с дифференциальной опорой для кварцевых пластин:

1 — коренная шейка вала; 2 — изолятор; 3 — кварц; 4 — мембрана; 5 — электрод

сятся давление и температура масляного слоя. Давление зависит от скоростного режима коленчатого вала, характера его нагружения, свойств масла и др. Для сокращения числа действующих факторов сравнительный контроль осуществляют на фиксированном режиме работы двигателя (N_e , $n = \text{const}$). Таким образом, характер изменения нагрузки конкретного подшипника и скоростной режим остаются неизменными.

Избыточное давление, возникающее при движении вала относительно вкладыша, определяется зазором и состоянием поверхности. Оба конструктивных параметра меняются по мере эксплуатации узла, определяя величину давления в слое в конкретном месте измерения.

Поскольку подшипники коленчатого вала нагружены стационарно, для получения наиболее полной картины распределения давления по сечению устанавливают несколько мембранных тензометрических датчиков давления [23]. При этом датчики устанавливают как в шейках вала, так и во вкладышах.

Для регистрации изменения давления в слое масла коренного подшипника дизеля по углу поворота коленчатого вала применяют пьезокварцевые датчики, два из которых располагают в коренной шейке вала в плоскости кривошипа и один во вкладыше подшипника. Кабели датчиков, установленных в шейке вала, выводят через осевой канал вала к торцу и соединяют с контактными кольцами токосъемника, ввернутого в торец вала. Съем пьезотоков с колец осуществляют с помощью платиноидиевых контактов. Запись диаграмм выполняют с помощью шлейфового осциллографа. Высокая чувствительность датчиков (во вкладыше подшипника устанавливают датчик ана-

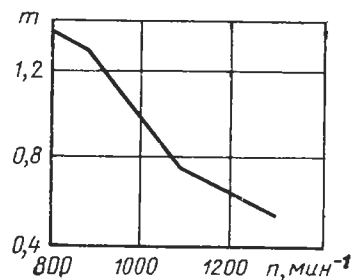


Рис. 36. Зависимость показателя m от n

логичной конструкции) достигается применением дифференциальной опорной части кварцев (рис. 35). Объем камеры над мембраной датчика сводят к минимуму.

Гидродинамическое давление замеряют при помощи мембранных датчиков, сигнал от которых подается на усилители и записывается шлейфовым осциллографом. Датчики работают по принципу изменения сопротивления тензорезисторов, наклеенных на мембрану, прогибающуюся под действием гидродинамического давления в слое масла.

Увеличение зазора в сопряжении обусловлено износом вкладыша и шейки. Исходя из этого, связь износа шейки и давления масла в смазочной системе до первой замены вкладышей определяется формулой

$$U_{\text{ш}} = c (a/p_{\text{м}})^{1/m},$$

где $U_{\text{ш}}$ — износ шейки вала; c — доля зазора, обусловленного износом шейки; a — постоянный коэффициент; m — показатель степени (рис. 36).

Эллипсность шейки коленчатого вала, зависящая от разницы в интенсивности изнашивания шейки в плоскости кривошипа и перпендикулярной ей, также связана с давлением масла аналогичной формулой $\varepsilon = (a_{\varepsilon}/p_{\text{ш}})^{1/m_{\varepsilon}}$.

Таким образом, по изменению давления в смазочной системе рекомендуется определять и прогнозировать (при наличии предварительных данных) техническое состояние подшипников коленчатого вала, оценивать износ и изменение геометрической формы шеек коленчатого вала.

Работа трения при взаимном смещении слоев масла, преобразуясь в теплоту, определяет температурный режим. Температуру масла можно определить непосредственно в слое. Однако чаще ее измеряют вблизи поверхности вкладыша, учитывая, что температура по его толщине меняется на $1...1,3^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ [23].

С помощью хромель-копелевых термопар, изолированных кварцевой нитью, контролируют температурный режим рамовых подшипников. Для установки термопар во вкладышах таких подшипников сверлят глухие отверстия диаметром 2 мм, не достигающие до рабочей поверхности вкладыша на 0,5 мм (рис. 37). Стенки отверстий изолируют диэлектрическими втулками для исключения возможности приварки спая к стенке отверстия. Для сведения к минимуму теплообмена термопары с окружающей средой участок термопары (длиной 20...40 мм), примыкающий к спая, прокладывают по наружной поверхности вкладыша в специальных канавках. После установки вкладышей в фундаментную раму провода прокладывают по стенкам рамы и для защиты от воздействия масла и его паров покрывают стеклотканью с эпоксидным компаундом.

Для замера температуры подшипника используют также

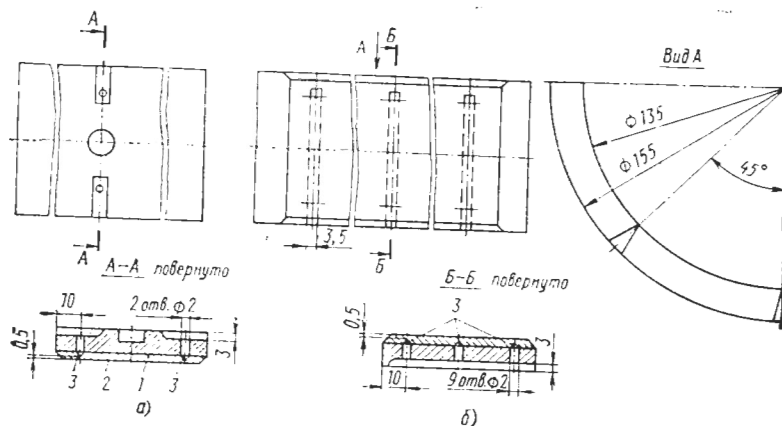


Рис. 37. Схема установки термопар:

а и б — соответственно в верхнем и нижнем вкладыше; 1 — вкладыш; 2 — антифрикционный слой; 3 — каналы для установки термопар

хромель-копелевые термопары, горячий спай которых заливают в капсулы (диаметром 2 мм) из олова и заделывают на расстоянии 0,3...0,5 мм от поверхности трения. Термопарами измеряют наибольшую и наименьшую температуры в зонах трения и температуру в масляной канавке. ТермоЭДС термопар фиксируют потенциометром. Электрические сигналы от всех датчиков и термопар передаются с шатуна при помощи непрерывного рычажного токосъемника.

Перспективным направлением в области измерения средних температур подвижных деталей является применение бесконтактных устройств с индуктивной связью датчика и измерительной системы. Бесконтактные методы передачи информации от датчиков к прибору лишены многих недостатков и позволяют проводить измерения в течение длительного времени при высокой частоте вращения коленчатого вала. Учитывая опыт замера температур [69], можно применить данный метод для замера температур подшипников скольжения, находящихся в постоянном движении, например, головного и шатунного. При этом один измерительный мост может обслуживать несколько точек замера температуры. При таком способе первичную (неподвижную) катушку закрепляют на остова двигателя, а вторичные (подвижные) катушки — на шатуне. При вращении коленчатого вала происходит последовательное взаимодействие вторичных катушек с измерительным мостом. Поскольку оно кратковременно, необходимо одинаковое конструктивное решение обеих катушек, направленное на максимальное увеличение площади поперечного сечения магнитопроводов и соблюдение идентичных геометрических форм и размеров подвижных и неподвижных катушек. Катушки наматывают на ферритовые сердечники

и помещают в ферритовые чашечки. Подвижные катушки при помощи кронштейнов закрепляют на одинаковом расстоянии от оси вращения.

Температура является объективным параметром состояния подшипникового узла. Опытами установлено [23] резкое возрастание температуры при нарушении жидкостного трения. Фактором, уменьшающим несущую способность подшипника, являются также прогибы и перемещения шеек коленчатых валов.

Гидродинамическое давление в масляном слое измеряют с помощью комбинированных пьезотермодатчиков мембранного типа (рис. 38).

Анализ технического состояния подшипников по толщине масляного слоя и перемещению вала. Для измерения толщины масляного слоя в подшипнике скольжения применяют емкостной метод. Принцип действия основан на изменении емкости между электродом, заделанным в шейку вала, и вкладышем подшипника при изменении зазора между ними. Изменение емкости встроенного датчика (включенного в контур задающего генератора высокой частоты генерируемого напряжения, которое затем усиливается) детектируется и подается на регистрирующий прибор.

Испытания проводят для сравнительной оценки различных конструкций вкладышей, выяснения характера изменения масляного слоя в рабочем диапазоне режимов двигателя, определения эффективности конструкторских мероприятий, влияющих на температуру масла на толщину масляного слоя. Этот метод позволяет определять толщину слоя с точностью до 1 мкм.

Анализ опыта использования датчиков [23] показывает, что следует одновременно применять емкостной и индуктивный датчики, так как недостатком емкостного метода измерений является невозможность получения достоверной траектории движения вала, а для измерения траектории движения центра вала целесообразно применение индуктивных датчиков (например, четырех, расположенных под углом 90° во вкладышах).

Очевидно, что если минимальный зазор окажется равным прогибу шейки вала, то наступит соприкосновение шейки с поверхностью подшипника и, следовательно, может возникнуть

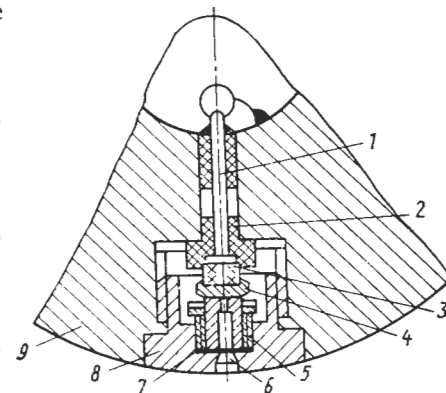


Рис. 38. Схема датчика давления мембранного типа:

1 — электрод; 2 — втулка; 3 — пластина; 4 — пята; 5 — гайка; 6 — штифт; 7 — мембрана; 8 — пробка; 9 — коленчатый вал

полусухое трение. Чем меньше прогибы вала, тем выше несущая способность подшипника. Поэтому в качестве обобщенных показателей технического состояния вала и подшипников рекомендуют принимать и регламентировать два параметра: максимальный расцеп

$$[T_i] = \frac{2W_i [\sigma_a]_i - T_n L_p / k_n}{1/k_1 - L_p / k_n}$$

и зазор между рамовой шейкой и нижним вкладышем

$$[\delta_i] = \frac{[2W_i [\sigma_a]_i - ([T_i]/k_i) k_\delta] P_{\max}}{4L},$$

где W_i — момент сопротивления поперечного сечения; $[\sigma_a]_i$ — допускаемая амплитуда нормальных напряжений; L_p — длина рамовой шейки; L — расстояние между смежными шейками; T_n — расцеп от рабочей нагрузки; $P_{\max}$ — максимальное радиальное усилие на мотылевой шейке; k_n , k_1 и k_δ — коэффициенты,

$$k_n = \frac{1}{E} \left(\frac{L_p (2R_0 - r) r}{J_1} + \frac{R_0 L_m (2J_0 + J_m)}{2J_2} \right);$$

$$k_1 = \frac{1}{E} \left(\frac{(2R_0 - r) r}{J_1} + \frac{R_0 L_m}{J_2} \right);$$

$$k_\delta = \frac{1}{E} \left(\frac{r (2L_p^2 - 3L_p) L_m^2}{J_1} - \frac{11 (L_p + L_m)^3}{12J_2} \right);$$

E — модуль упругости материала вала; J_0 — осевой момент инерции поперечного сечения щеки в направлении меньшей жесткости; L_m — длина мотылевой шейки; J_m — осевой момент инерции поперечного сечения мотылевой шейки; R_0 — радиус кривошипа; r — расстояние от оси мотылевой шейки до места замера расцепа; J_1 и J_2 — моменты инерции.

Для дизелей малой и средней мощности предложен метод бесконтактного электромеханического измерения упругих прогибов коленчатого вала на работающем двигателе. Измерения осуществляют с помощью индуктивных датчиков, устанавливаемых на специальных силуминовых кронштейнах, которые являются продолжением щек мотылевых шеек. Для плотного прилегания к щекам кронштейны устанавливают на краску по наружной поверхности щек. Провода от каждого датчика, уложенные в защитный кембрик, пропускают по каналам коленчатого вала к ртутному токосъемнику, прикрепленному кронштейном к передней крышке дизеля. Привод ротора токосъемника осуществляют через диск, закрепленный на торце вала посредством гибкого валика. В качестве якорей датчиков используют дополнительные диски, жестко соединенные с фундаментной рамой, для чего в перегородках растачивают посадочные места.

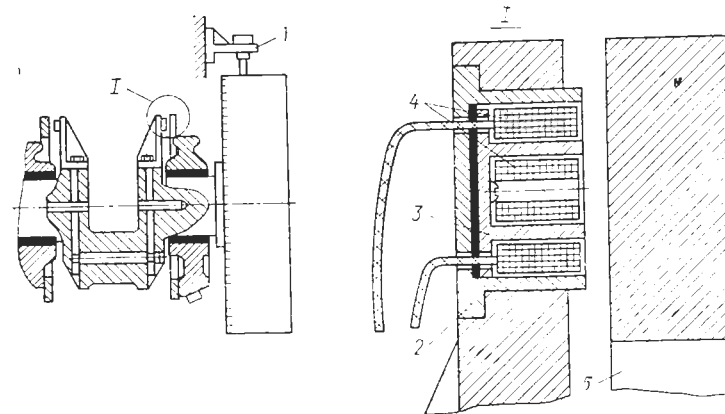


Рис. 39. Схема установки индуктивных датчиков для измерения упругих прогибов коленчатого вала:

1 — устройство для отметки ВМТ; 2 — корпус; 3 — сердечник; 4 — реактивные катушки; 5 — дополнительный диск

Перпендикулярность базовой поверхности дисковых якорей относительно оси рамовых подшипников достигается дополнительными регулировками с точностью до 0,01 мм. Воздушный зазор между дисками и датчиками составляет 1,5 мм. Такая схема измерений позволяет получать непрерывную информацию о деформации мотылевых шеек по углу поворота коленчатого вала.

Для замера упругих прогибов вала используют датчики, применяемые в исследованиях толщины масляной пленки в подшипнике. Датчик представляет собой две реактивные катушки 4, намотанные на П-образный сердечник 3 (рис. 39). Обмотка выполнена из манганинового провода. Направление намотки на стержне сердечника выбрано так, чтобы в процессе измерений ЭДС катушек суммировалась. Сердечник с реактивными катушками вставляется в металлический корпус 2.

Поскольку износ валов значительно меньше износа вкладышей подшипников скольжения, а изменение зазора в подшипнике характеризуется суммарным износом вала и вкладыша, то при исследовании пар трения желательно знать скорость изнашивания вкладыша. Ее можно измерить с помощью датчиков износа. Чувствительный элемент такого датчика представляет собой тонкопленочный резистор, который устанавливается торцом заподлицо с рабочей поверхностью и изнашивается вместе с ней.

Анализ приведенных в данном разделе результатов позволяет выявить широкий аспект вариантных решений и значительные трудности оценки технического состояния подшипниковых узлов. Подавляющее большинство приведенных способов

диагностирования реализуют при специальных стендовых экспериментах.

Оценка технического состояния агрегатов системы воздухообеспечения

Несмотря на все многообразие схем систем воздухообеспечения, в них можно выделить основные элементы: воздушный фильтр, турбокомпрессор и охладитель наддувочного воздуха.

Воздушный фильтр. В процессе эксплуатации в воздушном фильтре накапливаются отфильтрованные частицы, которые увеличивают его сопротивление. Следовательно, перепад давления на фильтре может свидетельствовать о его засоренности. Кроме этого, в фильтре могут возникнуть нарушения, которые вызывают снижение качества очистки подаваемого в цилиндры воздуха.

Основным параметром состояния воздушного фильтра является степень его загрязнения, которая определяет площадь эквивалентного проходного сечения фильтра $(\mu f)_\phi$. Определить ее можно, используя зависимости газодинамики:

$$(\mu f)_\phi = 0,707 G_s \left(\frac{p_0}{RT_0 \Delta p_\phi} \right)^{0,5},$$

где p_0 и T_0 — условия окружающей среды; G_s и R — расход и газовая постоянная воздуха; Δp_ϕ — падение давления на фильтре.

Если диагностирование двигателя выполнять на определенном режиме и приводить полученные значения Δp_ϕ к стандартным условиям, перепад давления на фильтре будет однозначно определять степень его загрязнения [12]. Таким образом, задача определения технического состояния воздушного фильтра дизеля по степени его засоренности сводится к измерению перепада давления на фильтре, приведению измеренного значения к стандартным условиям и сравнению полученного значения с эталонным.

Для автоматизации процесса диагностирования используют датчики давления, сигнал которых преобразуется усилителем в напряжение постоянного тока, измеряемое с помощью различных индикаторов. Примерами таких датчиков могут служить индуктивные, пьезоэлектрические, емкостные и тензометрические датчики давления (рис. 40) [66].

Индуктивный датчик дифференциального типа, предназначенный для измерения перепада давления, имеет мембрану 3, закрепленную между двумя катушками индуктивности 2 по периметру (рис. 40, а). Принцип действия датчика основан на свойствах электромагнитной катушки 2 изменять индуктивное сопротивление при приближении к ней металлической массы,

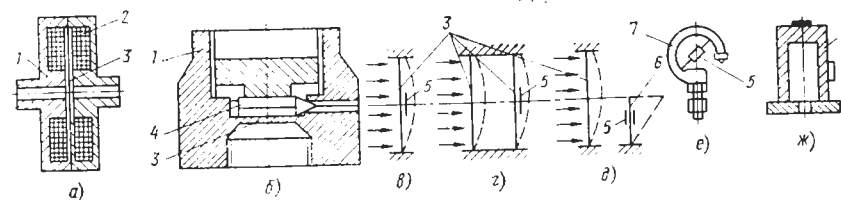


Рис. 40. Схемы датчиков для измерения перепада давления в воздушном фильтре:

а — индуктивный; б — пьезоэлектрический; в и г — мембранные тензодатчики соответственно с одинарной и двойной мембраной; д — с консольной балкой; е — с трубкой Бурдона; ж — тонкостенный цилиндрический с наклеенными тензорезисторами; 1 — корпус; 2 — катушка индуктивности; 3 — мембрана; 4 — пьезокристалл; 5 — тензодатчик; 6 — консольная балка; 7 — трубка Бурдона; 8 — тонкостенный стакан

в данном случае мембраны 3, жесткость которой определяет чувствительность датчика.

Тензометрические датчики основаны на свойстве тензорезистора менять активное сопротивление при деформировании. Примеры конструктивного выполнения датчиков давления этого типа показаны на рис. 40, в—ж.

Работа пьезоэлектрических датчиков давления основана на свойствах кристаллов кварца 4 (рис. 40, б) создавать разность потенциалов на гранях под действием силы. Эта разность потенциалов может быть измерена с помощью усилителя пьезотоков и представлена в виде напряжения постоянного тока, пропорционального давлению.

Турбокомпрессор. В проточной части компрессора и турбины по мере эксплуатации нарастают отложения, изменяющие их теплогидравлические характеристики. Контроль их состояния удобно осуществлять по параметрам воздуха и газа. При этом следует учитывать, что процессы, происходящие в дизеле и турбокомпрессоре, взаимосвязаны и могут меняться вследствие нарушений в других системах дизеля (регулировки подачи топлива по цилиндрам, фаз газораспределения и т. п.).

Методы диагностирования систем воздухообеспечения по параметрам, к числу которых относятся расход воздуха, давление и температура воздуха и газов, частота вращения ротора турбокомпрессора, основаны на сравнении измеренных и эталонных параметров [12]. Одним из основных параметров, характеризующих эффективность системы воздухообеспечения, является расход воздуха. Определить его можно по данным измерения статических давлений воздуха в конфузоре компрессора во входном и выходном сечениях конфузора [11].

На основании уравнения неразрывности расход воздуха через конфузور

$$G_s = c \sqrt{\Delta p_{\text{конф}}},$$

где c — постоянная, учитывающая коэффициент расхода, плот-

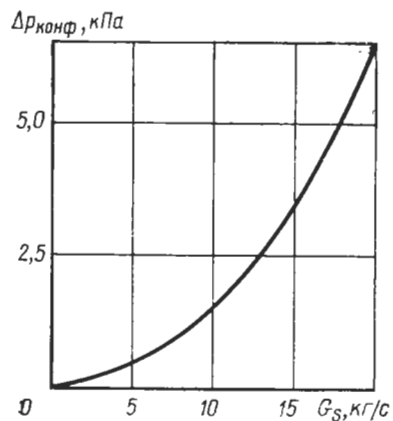


Рис. 41. Эталонная расходная характеристика компрессора

ках прямолинейного течения воздушного потока. В этом случае погрешности в его определении минимальны. Диаметр каналов в зависимости от размеров конфузора следует принимать в пределах 0,5...1,5 мм.

Для измерения расходов воздуха применяют также термоанемометры. Принцип их действия основан на использовании закономерности между температурой подогреваемой током проволоочной нити и скоростью потока воздуха, охлаждающего эту нить. Чувствительный элемент термоанемометров выполняют из платиновой, вольфрамовой или никелевой проволоки диаметром 0,005...0,3 мм и длиной 3...20 мм. Чем меньше диаметр проволоки, тем меньше инерционность прибора, но ниже прочность элемента. Чувствительность прибора пропорциональна температуре чувствительного элемента. Поэтому температуру нагрева ограничивают из условия сохранения неизменной структуры нити чувствительного элемента в диапазоне 673...773 К [47].

Нить укреплена на специальной державке, а позади ее закреплена малоинерционная термопара, измеряющая температуру потока. Сила тока в вольфрамовой проволочке почти не зависит от ее сопротивления. Разность напряжений на концах нити усиливается и подается на регистрирующий прибор.

Существует много других способов определения расхода газа, например, дроссельными приборами и мембранами, газовыми счетчиками, которые благодаря высокой точности, простоте и удобству определения объемного расхода воздуха получили широкое применение при испытаниях двигателей. В таких счетчиках замена механического счетного устройства импульсным счетчиком числа оборотов роторов позволяет вести дистанционное наблюдение и одновременно автоматизировать измере-

ность воздуха и предварительно определяемая при эксперименте по расходной характеристике компрессора (рис. 41); $\Delta p_{\text{конф}}$ — перепад статического давления в конфузоре, измеряемый с помощью установленных в нем датчиков.

Установлено, что погрешность определения расхода воздуха по перепаду статического давления составила менее 1,9 %.

При размещении датчиков следует иметь в виду, что наилучшие условия измерения статического давления создаются на участ-

ние [47]. Расход воздуха измеряют также при помощи трубок Пито — Прандтля, используя зависимость скорости потока от динамического напора. Применение этого метода ограничено вследствие необходимости (для достижения высокой точности) измерять напор в нескольких точках короткой воздушной магистрали.

Загрязнение проточной части компрессора приводит к искажению геометрической формы каналов, увеличению потерь на трение, что влияет на КПД компрессора [12]. Поэтому состояние компрессора можно оценивать на основе анализа его адиабатного КПД. Однако задача осложняется трудностью определения его эталонных значений. Использование универсальной характеристики компрессора, с помощью которой задается поле возможных режимов его работы, предполагает обширные испытания.

При автоматизированном диагностировании затруднено использование универсальной характеристики в связи со сложностью размещения хотя бы ее части в памяти ЭВМ. Поэтому предлагается метод, позволяющий эталонные режимы ограничить узкой областью на кривой, задаваемой простой функцией, для вывода которой использовано выражение для адиабатного КПД: $\eta_{\text{ад.к}} = H_{\text{ад.к}}/H_{\text{к}}$ (где $H_{\text{к}}$ и $H_{\text{ад.к}}$ — текущий и адиабатный напоры компрессора). Адиабатная работа компрессора

$$H_{\text{ад.к}} = \frac{k}{k-1} RT_0 (\pi_{\text{к}}^{(k-1)/k} - 1),$$

где k и $\pi_{\text{к}}$ — показатель адиабаты воздуха и степень повышения давления в компрессоре.

Работа, затрачиваемая на привод компрессора:

$$H_{\text{к}} = \mu' u_2^2,$$

где μ' — коэффициент работы (может быть определен заранее); u_2 — окружная скорость на венце колеса компрессора (вычисляется по результатам измерения частоты вращения вала турбокомпрессора $n_{\text{тк}}$), $u_2 = \pi D_{\text{к}} n_{\text{тк}}/60$; $D_{\text{к}}$ — диаметр колеса компрессора.

Для оценки состояния проточной части турбины можно использовать внутренний КПД $\eta_{\text{от}}$, вычисляемый по результатам определения общего КПД турбокомпрессора $\eta_{\text{тк}}$ и механического КПД $\eta_{\text{м.тк}}$:

$$\eta_{\text{от}} = \eta_{\text{тк}}/(\eta_{\text{ад.к}}\eta_{\text{м.тк}}),$$

где $\eta_{\text{тк}} = \beta_{\text{т}} H_{\text{ад.к}}/H_{\text{ад.т}}$; $H_{\text{ад.т}}$ — адиабатный напор турбины, $H_{\text{ад.т}} = \frac{k_{\text{т}}}{k_{\text{т}}-1} R_{\text{т}} T_{\text{т}} (1 - \pi_{\text{т}}^{(1-k_{\text{т}})/k_{\text{т}}})$; $k_{\text{т}}$, $R_{\text{т}}$, $T_{\text{т}}$ и $\pi_{\text{т}}$ — соответственно показатель адиабаты, газовая постоянная, температура и степень понижения давления газов в турбине; $\beta_{\text{т}}$ — суммарный

коэффициент молекулярного изменения состава газов перед турбиной, $\beta_T \approx 1 + 0,0666/\alpha_{\Sigma}$.

Величину $\eta_{\text{м тк}}$ вычисляют по формуле

$$\eta_{\text{м тк}} = 1 - (1 - \eta_{\text{м тк}0}) (n_{\text{тк}}/n_{\text{тк}0})^{-1,5},$$

где индекс «0» относится к показателю контрольного режима при исходном состоянии турбокомпрессора.

Выявление возможности диагностирования проточной части компрессора и турбины по показателям $\eta_{\text{ад.к}}$, $\eta_{\text{от}}$ и общее состояние по величине $\eta_{\text{тк}}$ осуществлено на основе данных длительных испытаний дизеля 8ЧН 26/26 с турбокомпрессором ТК-23.

Малое изменение $\eta_{\text{тк}}$, $\eta_{\text{ад.к}}$ и $\eta_{\text{от}}$ при работе дизеля в широком диапазоне нагрузки (рис. 42) позволяет сделать заключение, что изменение параметров не влияет на величины искомых показателей. В то же время отличие этих величин на сопоставимых режимах после наработки 1200 ч и при исходном состоянии свидетельствует об изменении технического состояния агрегатов. Последующий демонтаж дизеля позволил установить наличие отложений на рабочих колесах турбокомпрессора. После удаления отложений первоначальные показатели турбокомпрессора восстановились.

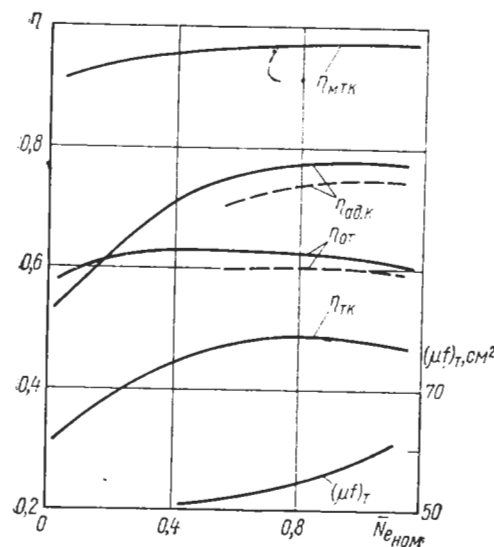


Рис. 42. Изменение показателей турбокомпрессора ТК-23 при работе дизеля 8ЧН 26/26 по нагрузочной характеристике ($n=1000 \text{ мин}^{-1}$): — исходное состояние; - - - - - после наработки 1200 ч

Таким образом, можно считать целесообразным использование величин $\eta_{\text{тк}}$, $\eta_{\text{ад.к}}$ и $\eta_{\text{от}}$ в качестве диагностических параметров.

Анализ площади эквивалентного проходного сечения турбины $(\mu f)_T$ показал, что она существенно зависит от режимных параметров дизеля и непригодна для использования в качестве диагностического параметра.

Диагностирование подшипниковых узлов турбокомпрессора сводится к измерению параметров, зависящих от зазора. Одним из таких параметров является перемещение вала ротора, которое можно измерять с помощью индуктивных датчиков, устанавливаемых в корпусе турбокомпрессора попарно и генерирующих

электрические сигналы, пропорциональные смещению вала относительно датчиков. Такое решение наиболее применимо для турбокомпрессоров с относительно малой массой ротора, вращающегося в гидродинамических подшипниках.

Иногда на особо нагруженных подшипниках скольжения, воспринимающих высокие удельные давления, устанавливают термопары и терморезисторы, измеряющие температуру вкладышей. Непрерывный замер температуры подшипника позволяет установить момент начала задира.

Существуют другие способы определения износа, общие для всех подшипников скольжения, например, введение радиоактивных присадок в материал подшипников, анализ масла для определения в нем содержания элементов, входящих в материал подшипников, и т. д. Для контроля взаимного смещения деталей лабиринтов при изнашивании подшипников применяют рентгеновское просвечивание и фотографирование узлов работающего газотурбинного двигателя. Для просвечивания металла значительной толщины (100...300 дм) в качестве источника проникающего излучения применяют линейный ускоритель электронов. С целью обнаружения касания рабочих лопаток компрессора о неподвижные детали используют устройство, основанное на том, что любое касание этих деталей сопровождается выходом из компрессора раскаленных светящихся частиц. Для их обнаружения на корпусе диффузора устанавливают шесть призм, воспринимающих излучение таких частиц практически по всему сечению.

Теплонапряженность колеса турбины иногда оценивают термометрированием нескольких лопаток. При этом подготовленная к термометрированию турбина пригодна только для одного испытания; специальное препарирование мало надежно, и для повторения испытаний двигатель необходимо перебирать. По завершению испытаний эксплуатация двигателя возможна только при замене в нем ряда узлов. Информативность такого способа ограничена, так как термометрированию подвергаются лишь отдельные точки.

Более перспективным считают метод бесконтактного термометрирования рабочих лопаток с помощью фотоэлектрических пирометров (рис. 43). Принцип действия прибора основан на улавливании теплового излучения с пятна визиирования на поверхности лопатки 6. При вращении ротора пятно движется по поверхности лопаток, «опрашивая» каждую за один оборот ротора. Таким образом, термометрированию подвергается каждая лопатка. Соответствующая обработка сигнала позволяет получить оценку температурного поля ротора. В зависимости от требуемой информации применяют два типа обрабатывающей аппаратуры. Аппаратура типа БИС (блок измерения средних значений) позволяет определить среднюю температуру, среднюю максимальную и среднюю минимальную температуры и

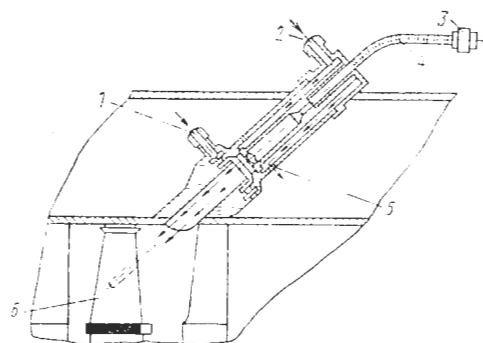


Рис. 43. Схема пирометра для термометрирования лопаток турбины:

1 и 2 — воздушный канал соответственно обдува линзы и охлаждения световода; 3 — фотоэлектрическая приставка; 4 — световод; 5 — линза; 6 — лопатка турбины; → — направление движения воздуха

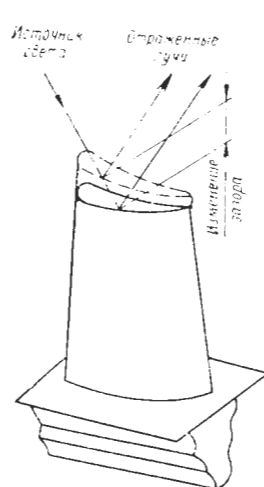


Рис. 44. Схема оптического контроля радиального зазора по концам лопаток

температуру максимально перегретой лопатки. Аппаратура типа БОС (блок обработки сигнала) измеряет температуру каждой лопатки в отдельности и разброс температуры лопаток. Для этого на двигатель устанавливают датчики положения ротора, дающие синхронизирующий сигнал для измерения температуры в нужной точке по углу поворота ротора. Точность измерения температуры составляет 15...20 °С, точность измерения разброса температуры отдельных лопаток — около 5 °С.

В процессе эксплуатации линейные размеры лопаток турбокомпрессора меняются. Особенно быстро эти изменения происходят при достижении материалом лопаток предела выносливости. При этом зазор между лопаткой, близкой к разрушению, и корпусом турбокомпрессора уменьшается и может служить показателем остаточного ресурса агрегата.

Для измерения радиальных зазоров в компрессоре и турбине применяют оптический контроль (рис. 44). Датчик, устанавливаемый на корпусе над лопаточным венцом, фокусирует луч света, падающий на торцы проходящих лопаток. Отраженный луч через оптическую систему поступает на экран телевизионного монитора. Вследствие кратности экспозиции каждой лопатки нужен достаточно интенсивный источник света, в качестве которого используют гелий-неоновый лазер, соединенный с оптической системой гибким световодом. По второму такому световоду поступает отраженный луч. При радиальном перемещении торца лопатки меняются положения отраженного луча

на выходе оптической системы и соответствующей отметки на экране. Зависимость между перемещением изображения отраженного луча на экране и перемещением торца лопатки линейная, что обеспечивает хорошую точность измерения зазора (0,05 мм), не зависящую от температурных условий. Линзы прибора изготовляют из жаропрочного материала. Дополнительное охлаждение и сдувание частиц сажи обеспечивается струей азота.

Для измерения зазора между лопатками турбины и корпусом может быть применен специальный прибор, предназначенный для бесконтактных измерений статических и динамических относительных перемещений или позиционного расположения деталей машин. Схема прибора включает генератор высокой частоты, который питает вихретоковый преобразователь, установленный в рабочей зоне объекта измерений, и преобразователь-компенсатор. Сигнал измерительной информации от вихретокового преобразователя через дифференциальный усилитель поступает на показывающий прибор и на выходы для подключения регистрирующей аппаратуры (электронно-лучевого осциллографа, шлейфового осциллографа или самописца). Погрешность измерения прибора в диапазоне 0,6...3,2 мм не более 0,5 % номинального диапазона измерения.

Охладитель наддувочного воздуха. Во время эксплуатации воздухоохладителя отложения накапливаются на поверхности трубок с воздушной и водяной сторон. Загрязнение поверхностей приводит к изменению охлаждающей способности и сопротивления движению воздуха и воды. Поэтому для определения технического состояния воздухоохладителя в комплекс задач должна входить оценка гидравлического сопротивления и теплопередачи.

Для определения коэффициента теплопередачи K_x необходимо знать температуру воздуха и охлаждающей жидкости на входе в охладитель и выходе из него и расход воздуха через него:

$$K_x = Q_{охл} / (F_w \Delta T),$$

где F_w — площадь поверхности охладителя, омываемой водой; $Q_{охл}$ — количество отводимой теплоты, $Q_{охл} = 3600 G_{scpm} (T_k - T_s)$; ΔT — среднелогарифмический температурный напор, $\Delta T = \frac{(T_k - T_{wx}) - (T_s - T_w)}{\ln(T_k - T_{wx}) / (T_s - T_w)}$; T_w и T_{wx} — температура воды до и после охладителя; T_k — температура воздуха компрессора.

Гидравлическое сопротивление по воздушной стороне определяют в результате измерения давлений воздуха до и после охладителя, т. е. $\Delta p_x = p_k - p_s$.

Анализ опытных данных показал, что по мере увеличения отложений величины Δp_x и K_x значительно меняются, однознач-

но определяя техническое состояние охладителя наддувочного воздуха. После 1000 ч работы величина Δp_x изменилась в 2 раза, а K_x — на 7 %. Оба показателя могут быть рекомендованы для применения в качестве диагностических параметров.

Оценка технического состояния узлов системы охлаждения

При эксплуатации дизеля в системе охлаждения (особенно в полостях, омываемых забортной водой) накапливаются различные отложения, которые ухудшают теплоотвод от деталей. Увеличение слоя отложений в теплообменных аппаратах приводит к снижению их эффективности. Это способствует повышению уровня температуры охлаждающей жидкости и масла, ухудшению теплового режима работы дизеля.

В эксплуатации техническое состояние системы охлаждения значительно влияет на износ деталей цилиндропоршневой группы, возрастающий по мере увеличения отложений на поверхности гильзы цилиндров [22]. Наличие накипи и отложений на стенках блоков цилиндров автотракторных дизелей определяют по результатам измерений объемов рубашек охлаждения (сравнивая эти результаты с номинальными), по повышенному угару картерного масла и его температуре, повышение которой обусловлено ростом температуры деталей цилиндропоршневой группы вследствие уменьшения теплоотдачи через гильзу цилиндра и головку.

О наличии слоя отложений и его толщине в отдельных зонах системы охлаждения свидетельствует увеличение перепада температур на наружной поверхности рубашек охлаждения, который можно замерить специально подключаемыми тепловыми резисторами.

Зная температуру на наружной поверхности блока и температуру охлаждающей воды, можно судить о наличии слоя отложений в наиболее напряженных местах. В основу этого метода положены следующие соображения. При прохождении теплового потока через плоскую стенку изменение температуры по поперечному сечению происходит по прямолинейному закону. Наклон прямой тем больше, чем больше тепловой поток и чем хуже теплопроводность. Зная теплопроводность стенки и накипи и прикладывая к стенке дополнительный слой, тепловое сопротивление которого известно, можно найти толщину слоя накипи [22].

Техническое состояние теплообменных аппаратов может быть проверено путем расчета процесса теплообмена, который является функцией коэффициента теплопередачи, при известных значениях расходов рабочих сред. Для расчета коэффициента теплопередачи необходимо знать температуру жидкости на входе в теплообменник и на выходе из него и ее расход. Для

определения наиболее загрязненной полости теплообменника измеряют гидравлическое сопротивление каждой стороны по перепаду давления на входе в теплообменник и на выходе из него. Определение разности температур на входе и выходе трудностей не представляет. Расход охлаждающей воды рассчитывают по тепловому балансу двигателя или измеряют с помощью специальных датчиков.

Для контроля за развивающимися трещинами в корпусных деталях теплообменных аппаратов используют аппаратуру, принцип действия которой основан на использовании эффекта акустической эмиссии. Этот метод, применяемый для контроля материалов наряду с такими методами дефектоскопии, как ультразвуковой и рентгеновский, обеспечивает обнаружение скрытых дефектов материала на достаточно большом удалении от места установки датчика.

Ухудшение состояния гидравлической части насоса, обусловленное износом, отклонением профилей, увеличением зазоров, внутренних протечек и коррозии деталей, проявляется в изменении его КПД.

При определении общего КПД насоса суммарная мощность потерь может быть определена по изменению энтальпии воды в насосе, поскольку все потери трансформируются в теплоту, воспринимаемую водой.

Полезная мощность, развиваемая насосом,

$$N_1 = G_B H_B W_B \Delta p_H,$$

где G_B — расход воды; H_B — напор насоса; Δp_H и W_B — повышение давления в насосе и его объемная подача.

Суммарная мощность потерь оценивается ростом энтальпии воды в насосе:

$$N_2 = \rho_B W_B c_p \Delta T_B = \rho_B W_B \Delta i,$$

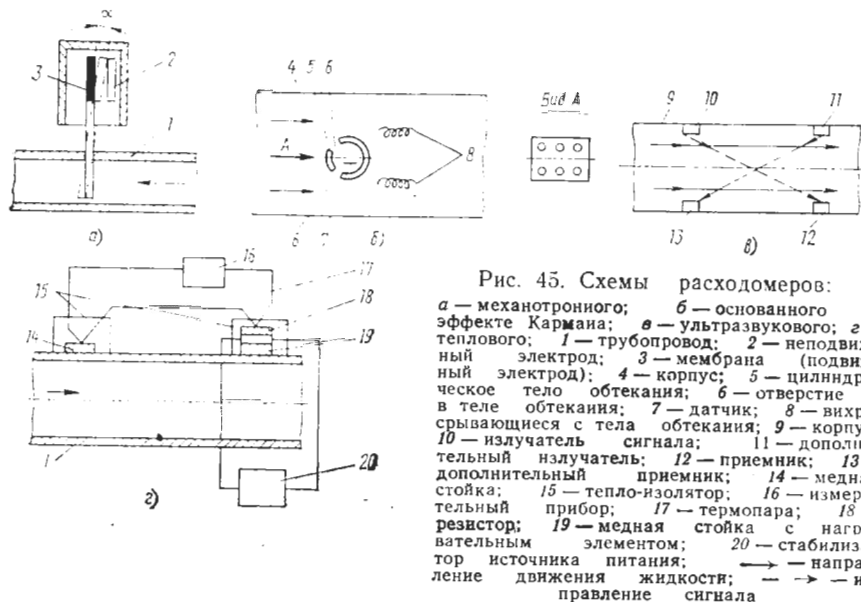
где ρ_B — плотность воды; c_p — теплоемкость воды; Δi — приращение энтальпии воды при прохождении через насос.

Эффективность работы насоса при неизменной частоте вращения

$$\eta_{гм} = \frac{N_1}{(N_1 + N_2)} = \frac{1}{(1 + \Delta i / \Delta p_H)},$$

где $\eta_{гм}$ — гидромеханический КПД.

Для насоса, работающего при неизменной частоте вращения и температуре на входе, диагностирование гидравлической части рекомендуется выполнять на основе эталонных зависимостей приращения энтальпии от подачи для нового насоса. Последовательность диагностирования сводится к следующему. По разности температур вычисляют приращение энтальпии. По полученным значениям Δi и измеренному значению Δp_H определяют



КПД насоса. По значению расхода воды G_v из таблиц эталонных значений находят энтальпию и вычисляют подачу для нового насоса. Изменение подачи фиксируют и по нему судят о техническом состоянии насоса [57].

Для оценки технического состояния гидравлической части насоса по приведенной методике необходимы замеры температуры и давления воды на входе и выходе. Способы таких измерений достаточно хорошо известны и наиболее распространенные из них широко применяются в теплотехническом измерении при испытаниях дизелей.

Измерение подачи насоса представляет большой интерес для диагностирования его гидравлической части. Наиболее распространены в эксплуатации методы контроля элементов систем охлаждения, которые основаны на измерении расходов циркуляционных жидкостей [22, 57, 66]. Для измерения расхода рабочей жидкости используют разные расходомеры (датчики). Счетчиковые расходомеры, несмотря на высокую точность, применяют весьма редко вследствие их инерционности и сложности эксплуатации [66].

Представляют интерес расходомеры, принцип действия которых основан на струйном методе — на замере усилия, с которым струя жидкости действует на преграду, установленную на ее пути. Конструкция механотронного датчика, являющегося примером реализации этого принципа, показана на рис. 45, а. Струя жидкости, проникающая через сечение датчика, отклоняет мембрану 3 на угол α , пропорциональный расходу жидкости. В зависи-

мости от положения мембраны, являющейся подвижным электродом, в электрической цепи устанавливается напряжение или ток, пропорциональный расходу жидкости через датчик.

Наибольшее применение получили выпускаемые отечественной промышленностью турбинные тахометрические расходомеры, которые имеют малые погрешности измерения расхода ($\pm 0,5...1,0\%$) и практически не вносят изменений в режим работы гидросистемы [66].

Для использования в диагностических системах удобны вихревые расходомеры, которые могут быть выполнены в виде щупа и легко устанавливаются в трубопроводе. Конструкция вихревого расходомера, принцип действия которого основан на эффекте Кармана, показана на рис. 45, б. Эти расходомеры измеряют частоту появления вихрей, создаваемых телом обтекания (цилиндром), помещенным в поток жидкости. Для повышения устойчивости вихреобразования в передней части тела обтекания 5, помещенного в поток жидкости, просверливают отверстия 6. Вихри образуются попеременно сверху и снизу цилиндра, при этом на него действуют силы в вертикальном направлении. Расходомеры могут измерять усилия, воздействующие на цилиндр, или его перемещение. Они могут быть разных типов: пьезоэлектрические, тензорезисторы, электрические, магнитные и др. При возникновении вихрей в цилиндре с отверстиями начинается перетечка жидкости от верхнего ряда отверстий и наоборот. Этот эффект может быть использован для измерения скорости жидкости, для чего в цилиндре устанавливают перегородку с отверстием и датчиком в нем.

Большую точность измерения и отсутствие гидравлического сопротивления обеспечивают ультразвуковые расходомеры (рис. 45, в). В таких расходомерах используется эффект Доплера — изменение частоты и фазы ультразвукового сигнала при прохождении ультразвука через подвижную среду. При использовании ультразвуковых расходомеров требуется сложная вторичная аппаратура, что ограничивает в настоящее время их применение.

Принцип действия теплового расходомера (рис. 45, г) основан на измерении разности температур входящего потока и нагревателя. Чем больше скорость потока, тем меньше разница температур, измеряемая дифференциальной термопарой.

Оценка технического состояния механизма газораспределения и его привода

Детали механизма газораспределения в процессе работы подвергаются значительным переменным и ударным нагрузкам, в результате чего они изнашиваются и не могут с первоначальной точностью выполнять свои функции. Впускные и выпускные

клапаны работают в зоне высоких температур, что способствует структурным изменениям материала в эксплуатации.

Износ кулачков распределительного вала искажает их профиль. Вследствие этого изменяются закон движения клапанов и фазы газораспределения дизеля. Кроме того, на смещение моментов открытия и закрытия клапанов влияют зазоры в рычажном механизме, а также зазоры в подшипниках распределительного вала и шестернях привода. Поэтому закон движения клапанов может характеризовать общее техническое состояние кинематической схемы газораспределительного механизма.

Кроме отклонений в работе механизма привода клапанов при эксплуатации двигателя могут возникнуть отклонения в плотности посадки клапана на седло, нарушение герметичности пары седло — клапан. Появляющиеся неплотности прилегания клапанов быстро увеличиваются под действием раскаленных газов и могут привести к выключению цилиндра, прогару седла и появлению трещин в материале головки цилиндра. Поэтому диагностирование элементов конструкции механизма газораспределения представляет большой интерес. При этом требуется своевременное определение таких структурных изменений, как износ зубьев шестерен привода распределительного вала, его подшипников, кулачковых шайб, толкателей, а также нарушение плотности пары седло — клапан.

Движение клапанов контролируют с помощью датчиков перемещения, среди которых известны следующие: индуктивные; емкостные; тензо- и фотодатчики; датчики интегрирования сигнала скорости. Наиболее широко используют для измерения перемещения клапанов датчики индуктивного типа.

В двигателях, имеющих значительные перекрытия клапанов, помимо упомянутых отклонений в конструкции во впускных каналах крышек цилиндров и на клапанах могут быть отложения нагара. На режимах работы двигателя, когда противодействие на выпуске превосходит давление наддува, во впускной канал поступают частицы сажи, содержащиеся в продуктах сгорания. Поскольку во впускных каналах дизелей с вентиляцией картера через впускной ресивер всегда имеется масляная пленка, частицы сажи прилипают к замасленным стенкам. Отложения нарастают по мере наработки двигателя.

Так как в двигателе происходят и другие изменения, влияющие на показатели газообмена (снижение КПД турбокомпрессора, загрязнение воздушного фильтра и охладителя наддувочного воздуха), следует выделить влияние именно рассматриваемых изменений в конструкции и исключить остальные. Для этого необходимо использовать закономерность (37) как эталонную для определения коэффициента утечки продувочного воздуха θ при изменившихся параметрах контрольного режима. Оценив по данным отбора газов у конкретного цилиндра фактический коэффициент утечки продувочного воздуха $\theta_{\text{фi}}$, можно

определить уменьшение площади проходного сечения при продувке. Из уравнения (37) следует, что при равных p_s/p_T и n коэффициент утечки изменяется пропорционально $\int_{\alpha_{\text{к.вд}}}^{\alpha_{\text{к.вe}'}} (\mu f)_n$, т. е.

$$\theta_{\text{фi}}/\theta = \left(\int_{\alpha_{\text{к.вд}}}^{\alpha_{\text{к.вe}'}} (\mu f)_n d\alpha_{\text{к.в}} \right)_{\text{фi}} / \int_{\alpha_{\text{к.вд}}}^{\alpha_{\text{к.вe}'}} (\mu f)_n d\alpha_{\text{к.в}}.$$

Тогда в процессе эксплуатации без разборки дизеля можно оценивать относительное изменение площади суммарного проходного сечения при продувке $\varepsilon_n = 1 - \theta_{\text{фi}}/\theta$. Предельно допустимое значение $\varepsilon_{\text{п. доп}}$ может быть установлено (например, имитацией уменьшения сечения впускных каналов) по допустимому ухудшению экономичности дизеля или возрастанию температуры перед турбиной.

Рассмотрим другую возможность оценки технического состояния органов газораспределения. Выбранные после доводки системы газообмена конструктивные решения определяют закономерности наполнения цилиндра свежей смесью и выпуска продуктов сгорания. Эти особенности конструкции (например, фазы газораспределения, закономерности изменения площадей проходных сечений $(\mu f)_s$ и $(\mu f)_в$ в ее исходном техническом состоянии в сочетании с параметрами p_s , T_s , p_T , n и др. определяют коэффициент наполнения η_v (или η_{vs}) на каждом конкретном режиме.

Задача оценки технического состояния органов газораспределения может быть решена, если имеется эталонная закономерность коэффициента наполнения для исходного технического состояния двигателя. Для дизелей типа 16ЧН 26/26 была получена такая зависимость:

$$\eta_{vs} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{T_s - kn^2}{1,01T_s + 9 + \gamma T_{\text{ост}}},$$

где k — коэффициент, учитывающий конструктивные особенности дизеля и, в первую очередь, органов газораспределения.

Зная изменившиеся параметры контрольного режима, можно вычислить коэффициент наполнения при них для исходного технического состояния двигателя. Фактическая величина η_{vs} при этих параметрах будет отличаться от эталонной тем существеннее, чем больше техническое состояние органов газораспределения отличается от исходного.

Трудность определения η_{vs} заключается еще в том, что, как правило, интерес представляет состояние системы газообмена не вообще, т. е. всего дизеля, а конкретного цилиндра. Для локализации отказа на уровне отдельного цилиндра необходимо привлечение других показателей.

Расходы воздуха через конкретный цилиндр и топлива в цилиндр установить обычными средствами не представляется

возможным. Поэтому используют косвенные способы с применением анализа газов, отобранных у каждого цилиндра. Осредненная проба позволяет определить суммарный коэффициент избытка воздуха для i -го цилиндра $\alpha_{\Sigma i}$. Проба газов, отобранная в момент чистого выпуска того же цилиндра, служит основой для определения состава смеси в цилиндре при сгорании, т. е. α_i .

Далее необходимо определить цикловую подачу топлива в этот же цилиндр. Для этих целей при разработке алгоритма диагностирования дизеля предусматривают проверку выхода реек топливных насосов h_{pi} и общего состояния топливной аппаратуры конкретных цилиндров. Последнее подробно изложено выше. Определенная на основании расчетно-экспериментальных исследований взаимосвязь температуры газов T_{gi} за цилиндром и коэффициента $\alpha_{\Sigma i}$ при удовлетворительном состоянии топливной аппаратуры позволяет сделать заключение о наличии или отсутствии отказа.

На следующем этапе осуществляют проверку утечки газов через клапаны. В результате испытаний дизеля 8ЧН 26/26 в течение 3000 ч было установлено, что неплотность посадки клапанов на седло приводит к быстрому прогару и резкому снижению $\alpha_{\Sigma i}$ по сравнению со средней величиной α_{Σ} по дизелю. Поэтому мерой оценки плотности клапанов в конкретном цилиндре следует выбирать значение относительного отклонения $\delta\alpha_i = 1 - \alpha_{\Sigma i}/\alpha_{\Sigma}$.

Соответствие параметров h_{pi} и $T_{gi}(\alpha_{\Sigma i})$ техническим условиям позволяет считать, что подача топлива в конкретный цилиндр также удовлетворяет требованиям технических условий. Тогда цикловая подача может быть вычислена как средне-цикловая для двигателя $B_{ц} = B/(30zn)$ (где B — часовой расход топлива; z — число цилиндров).

Соответствие техническим условиям для конкретного цилиндра всех трех параметров h_{pi} , T_{gi} и $\delta\alpha_i$ позволяет перейти к оценке органов газораспределения. Для этого вычисляют воздушный заряд конкретного цилиндра $M_{cmi} = \alpha_{\Sigma i} B_{ц} M_0 (1 - \theta_i)$.

В результате возможно вычисление фактического коэффициента наполнения $\eta_{vsi} = M_{cmi}/M_{hs}$. Сравнение η_{vsi} с эталонным значением $\eta_{vсэт}$ при тех же параметрах режима позволяет оценить степень отклонения общего состояния механизма газораспределения от исходного технического состояния $\delta_{м.г} = 1 - \eta_{vsi}/\eta_{vсэт}$.

III. ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЯ МЕТОДАМИ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ

Диагностирование элементов конструкции дизеля возможно с использованием характеристик виброакустических процессов [2, 10, 11, 22, 26, 44]. Рассмотрим конкретное решение принципиальных задач возможности оценки технического состояния некоторых объектов, рекомендации и предложения для эффективного использования апробированных алгоритмов диагностирования.

Цилиндропоршневая группа

Модель формирования вибросигнала. Диагностирование цилиндропоршневой группы заключается в оценке степени изнашивания сопряжения поршень — втулка — кольцо и определении такого дефекта, как задиры поверхностей сопряжения поршень — втулка.

Оценка технического состояния поршневых колец связана с большими трудностями обнаружения слабого полезного сигнала на фоне мощных вибропомех, создаваемых при функционировании цилиндропоршневой группы. Создание условий при исследовании возникновения задиры контактирующих поверхностей сопряжено с опасностью выхода из строя двигателя, обусловленного вносимым дефектом. Поэтому рассмотрим возможность диагностирования пары поршень — втулка, являющегося в настоящее время сравнительно простым с точки зрения проведения обучающих экспериментов и аппаратного обеспечения.

Известно, что физической основой для оценки технического состояния сопряжения поршень — втулка служит явление пере-
кладки поршня в пределах зазора, определяемого суммарным износом образующей цилиндрической втулки и юбки поршня и тепловым зазором, который предусмотрен условиями эксплуатации. Существует зависимость между уровнем регистрируемой вибрации и зазором. Максимальная интенсивность виброакустических процессов наблюдается в частотном диапазоне $f = 2...4$ кГц при пере-
кладке поршня в ВМТ на такте рабочего хода [11, 22]. Доказано, что именно на этой фазе рабочего цикла

двигателя вибросигнал обладает наибольшей информативностью. Однако предлагаемый в данном случае алгоритм обработки вибросигнала [11, 22] не позволяет с высокой степенью достоверности получать информацию о техническом состоянии сопряжения вследствие значительного влияния вибропомех, обусловленных процессом сгорания.

Таким образом, необходимы эффективные меры для повышения отношения сигнал/помеха, т. е. информативности исследуемого колебательного процесса. Для этого следует обратиться к модели формирования вибросигнала, необходимым условием создания которой является анализ источников и механизма возбуждения регистрируемых колебаний. Один из таких источников — ударное взаимодействие поршня и втулки. Общее свойство для всех механических систем, испытывающих ударную нагрузку, — возникновение собственных затухающих колебаний одновременно всех форм и частот после окончания действия такого возмущения [67]. Очевидно, что собственные колебания втулки являются непосредственным носителем диагностической информации.

На такте рабочего хода также происходят вынужденные колебания втулки, обусловленные газодинамическими процессами. Газодинамический источник характеризуется колебаниями газового столба в камере сгорания, частота которых зависит от скорости распространения ударной волны и линейных размеров камеры сгорания [10], и колебаниями давления газа в каждой точке камеры, где происходит сгорание. Эти колебания носят случайный характер, их частотный спектр расположен в диапазоне 0,2...40 кГц и имеет практически равномерную амплитудную интенсивность.

Проведенный анализ возмущающих факторов позволяет представить колебания втулки $x(t)$ во временной области на такте рабочего хода аддитивной моделью

$$x(t) = s(t) + \xi(t),$$

где $s(t)$ — составляющая собственных колебаний (полезный сигнал); $\xi(t)$ — широкополосная составляющая вынужденных колебаний (помехи).

Выбор алгоритмов обработки вибросигнала. Из представленной выше модели формирования вибросигнала следует, что для повышения отношения сигнал/помеха надо решить задачу максимально возможной локализации составляющей $s(t)$. На этой основе необходим выбор эффективных алгоритмов выделения и представления диагностической информации. Учитывая, что все происходящие в цилиндропоршневой группе процессы согласуются с углом поворота коленчатого вала, при диагностировании целесообразно использовать определенные участки временных реализаций $x(t)$ вибросигнала с предварительной частотной селекцией с центральной частотой пропускания, соот-

ветствующей собственным колебаниям втулки. Но, принимая во внимание, что диагностическая информация сосредоточена на отдельных частотах, необходимо представить полученную временную последовательность $x(t)$ в частной области с помощью преобразования Фурье. Однако непосредственно такое преобразование последовательности приводит к эффекту «размывания» информации в частотной области, связанному с так называемыми разрывами первого рода [40, 49]. Это вызвано тем, что любой реальный физический процесс ограничен интервалом наблюдения T_H . В математической форме такой эффект эквивалентен умножению функции $x(t)$ на единичную функцию $u(t)$, т. е.

$$x_{T_H}(t) = x(t) u(t),$$

где $u(t) = \begin{cases} 1 & \text{при } |t| \leq T_H; \\ 0 & \text{при } |t| > T_H. \end{cases}$

Преобразование Фурье единичной функции $u(t)$ имеет вид

$$u(f) = \int_0^{T_H} u(t) e^{-j2\pi ft} dt = \frac{\sin \pi f T_H}{\pi f}.$$

Преобразованию Фурье произведения двух функций $x(t) u(t)$ во временной области соответствует операция свертки $x(f) * u(f)$ в области частот [40]

$$x_{T_H}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(f - \eta) \frac{\sin \pi \eta T_H}{\pi \eta} d\eta.$$

Следовательно, переход к конечной длине записи процесса сводится к свертке преобразований Фурье исходной функции с бесконечной длиной записи $x(f)$ и функции $\sin \pi \eta T_H / (\pi \eta)$. Поэтому для снижения влияния эффекта «размывания» применяются временные окна (функции временного сглаживания), которые характеризуются в частотной области наличием главного и боковых лепестков [40, 45]. Цель временного сглаживания — подавить влияние боковых лепестков, которое приводит к ухудшению информативной способности спектральных компонент, и улучшить селективные свойства главного лепестка. Прямоугольное окно $u(t)$ (окно Дирихле) — простейшее из классических временных окон, используемых на практике. Оно обладает низкими селективными свойствами. В настоящее время для гармонического анализа разработано достаточное количество оптимальных с точки зрения минимизации влияния боковых лепестков сглаживающих функций. Наибольшее распространение получили окна Фейера, Хемминга, Рисса—Тьюки, Гаусса, Дольфа—Чебышева, Кайзера—Бесселя и Барселона—Темеша

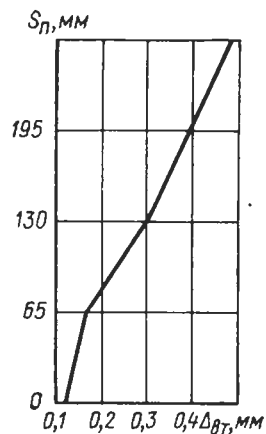


Рис. 46. Эпюра износа втулки по ходу поршня S_n от НМТ до ВМТ в плоскости качания шатуна

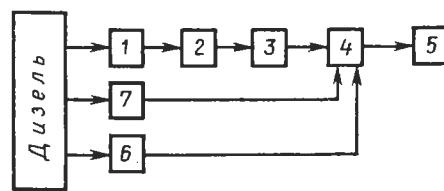


Рис. 47. Структурная схема приборного обеспечения регистрации колебаний втулки:

1 — акселерометр; 2 — предусилитель; 3 — полосовой фильтр; 4 — электронный запоминающий осциллограф; 5 — фотоаппарат; 6 — индуктивный датчик отметки ВМТ; 7 — индуктивный датчик пуска резвертки осциллографа

[40, 45, 49], обладающие повышенной селективностью по частоте по сравнению с окном Дирихле.

Экспериментальная проверка эффективности алгоритмов диагностирования. Для решения поставленной задачи с учетом того, что износ внутренней образующей втулки $\Delta_{вт}$ намного превышает износ юбки поршня, моделировалось два крайних состояния втулки одного из цилиндров дизеля 8ЧН 26/26: изношенное (новая втулка) и предельно изношенное. Критерием для выбора предельно изношенного состояния являлись данные заводских выбраковочных стандартов (рис. 46).

Вибропреобразователь устанавливался непосредственно на внешней поверхности втулки на расстоянии 50 мм от ее нижнего торца со стороны люка картера в плоскости качания шатуна. Для снижения погрешности измерений был применен механический способ крепления (на шпильке) вибропреобразователя на втулке. В данном случае соблюдалось одно из основных правил регистрации виброакустических процессов — максимально возможное приближение точки замера к источнику возбуждения колебаний. При этом учитывались конструктивные особенности и условия монтажа втулки в двигателе. В принципе возможно перенесение точки замера на блок цилиндров, что позволило бы упростить крепление вибропреобразователя и регистрацию вибросигнала. Однако при этом происходит нелинейное искажение сигнала [74], которое он претерпевает, проходя от втулки к поверхности блока через среды, имеющие неодинаковые акустические характеристики. Сюда же следует отнести и некоторые

потери колебательной энергии вследствие удаления источника колебания от приемника. Эти факторы резко снижают достоверность результатов постановки диагноза.

В эксперименте использовалась стандартная измерительно-регистрирующая аппаратура (рис. 47). Частотная селекция осуществлялась узкополосным фильтром с центральной частотой пропускания, равной основной частоте собственных колебаний втулки f_0 . Согласно расчетно-экспериментальным данным [62] для двигателей типа 8ЧН 26/26 $f_0 \approx 2,2$ кГц, и на этой частоте наблюдаются наибольшие виброускорения втулок. Для генерации синхроимпульса (отметка ВМТ) был применен индуктивный датчик, установленный на зубчатом венце маховика. Испытания проводились при номинальных скоростях и нагрузочных режимах двигателя.

В результате эксперимента получены осциллограммы вибрации новой и предельно изношенной втулок. Диагностическим параметром являлся максимальный размах амплитуды A , вибросигнала в интервале наблюдения $T_n = 6 \cdot 10^{-3}$ с (рис. 48). С помощью тригонометрической аппроксимации методом наименьших квадратов в комплексной форме получена математическая модель наблюдаемых осциллограмм в данном интервале:

$$x(t) \approx \sum_{k=1}^m C_k e^{j2\pi k t / T_n},$$

где m — число членов аппроксимации, $m=2$; $C_k = \frac{1}{2n} \times$

$\times \sum_{-n}^n x_i e^{-j2\pi \tau_d i / T_n}$; n — число дискретных точек, $n=200$; τ_d — шаг дискретизации, $\tau_d = T_n/n$; $i = \pm 1, \pm 2, \dots, \pm n$.

В данных исследованиях использовалась функция временного сглаживания, отвечающая основным требованиям оптимальных весовых множителей и разработанная в отличие от классических множителей для временных последовательностей малой длительности [49],

$$\sigma(t) = \frac{1}{\sqrt{\Omega t}} \left(J_{1/2}(\Omega t) + \frac{5\mu C_1}{1-5C_2} J_{3/2}(\Omega t) \right),$$

где Ω — эффективная ширина спектрального окна; $J_{p/q}$ — модифицированные функции Бесселя;

$$\mu = \frac{C_2 + \frac{1}{5} C_0 - \sqrt{\left(C_2 - \frac{1}{5} C_0\right)^2 + \frac{4}{5} C_1^2}}{2(C_0 C_2 - C_1^2)};$$

$$C_0 = \frac{2}{\pi} \text{Si}(2T_n) - J_{1/2}^2(T_n);$$

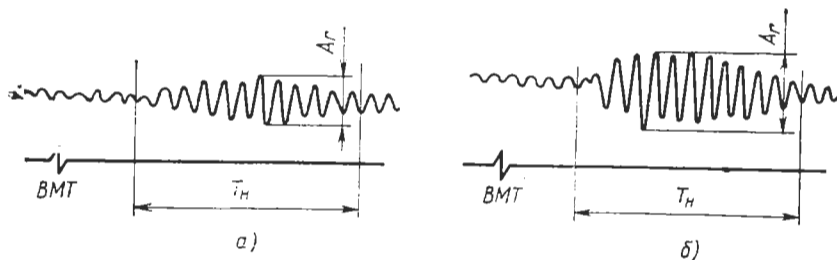


Рис. 48. Осциллограммы вибрации втулки при переключке поршня на такте рабочего хода:

а — неизношенной; б — предельно изношенной

$$C_1 = \frac{1}{6} \left(J_{3/2}(T_H) J_{1/2}(T_H) - J_{5/2}(T_H) J_{3/2}(T_H) - \right. \\ \left. - \frac{1}{3} J_{7/2}(T_H) J_{5/2}(T_H) \right); \quad C_2 = \frac{2}{5} \left(\frac{1}{\pi} \text{Si}(2T_H) - J_{1/2}^2(T_H) - \right. \\ \left. - J_{3/2}^2(T_H) - \frac{1}{2} J_{5/2}^2(T_H) \right).$$

Преобразование Фурье сглаженной временной последовательности $x_{T_H}^*(t)$ имеет вид:

$$x^*(f) = \int_{-T_H}^{T_H} x_{T_H}^*(t) e^{-i2\pi ft} dt,$$

где $x_{T_H}^*(t)$ — операция временного сглаживания, $x_{T_H}^*(t) = x_{T_H}(t) \sigma(t)$.

Вычисления проводились на ЭВМ ЕС-1022. Программное обеспечение выполнено на языке ФОРТРАН-IV. Из распределения модуля комплексного спектра амплитуд $|F(f)|$ (амплитудный спектр) следует, что вся информативная часть спектра сосредоточена в районе собственной частоты f_0 (рис. 49). В качестве диагностического параметра выбраны максимальные составляющие A_{f1} и A_{f2} амплитудного спектра для каждого состояния.

Исходя из того, что параметры A_r и A_f регистрируемого вибросигнала имеют флуктуацию около своих средних значений $\bar{A}_r$ и $\bar{A}_f$, обусловленную наличием случайной шумовой компоненты $\xi(t)$, обработка опытных данных была проведена статистическими методами. П помощью критерия согласия Пирсона χ^2 при 5%-ном уровне значимости установлено, что нет оснований отвергать гипотезу о нормальном законе распределения параметров A_r и A_f . Значение χ^2 при объеме выборки $N_0=50$ для каждого состояния может быть определено по выражению [14]

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^{N_0} (n_i - n_i')^2 / n_i',$$

где n_i — эмпирические частоты; n_i' — теоретические частоты наблюдаемых величин.

Используя критерий Фишера F при сравнении наблюдаемого и критического значений ($F_{\text{набл}} < F_{\text{кр}}$ при 5%-ном уровне значимости), установлено, что нет оснований отвергать гипотезу о равенстве генеральных дисперсий рассматриваемых совокупностей. Значение $F_{\text{набл}}$ вычисляют по формуле $F_{\text{набл}} = D_6 / D_m$ (где D_6 и D_m — соответственно большая и меньшая исправленные дисперсии). В общем виде величины D_6 и D_m находят, используя выражение

$$D = \sum_{i=1}^{N_0} n_i (A_i - \bar{A}) / (N_0 - 1),$$

где $\bar{A} = \left(\sum_{i=1}^{N_0} n_i A_i \right) / N_0$ — выборочная средняя.

Проверка гипотез о нормальности распределений параметров A_r и A_f , а также равенство их генеральных дисперсий позволило с помощью критерия, имеющего t -распределение Стьюдента, установить влияние качественного фактора (степень износа) с q градациями (числом моделируемых состояний) на изучаемую величину (параметр A), т. е. проверить значимость различия выборочных средних рассматриваемых совокупностей. Наблюдаемое значение критерия при равных объемах выборок ($N_1 = N_2 = N = 30$)

$$t_{\text{набл}} = \frac{|\bar{A}_1 - \bar{A}_2| \sqrt{N}}{\sqrt{D_1 + D_2}},$$

где $\bar{A}_1$ и $\bar{A}_2$ — выборочные средние; D_1 и D_2 — исправленные дисперсии параметра A соответственно для неизношенного и предельно изношенного состояний.

Из сравнения наблюдаемых значений критерия $t_{\text{набл}}^{(f)} = 2,13$ и $t_{\text{набл}}^{(r)} = 28,6$, вычисленных соответственно при временном и спектральном представлении диагностической информации, с критическим значением $t_{\text{кр}} = 3,307$, которое найдено для

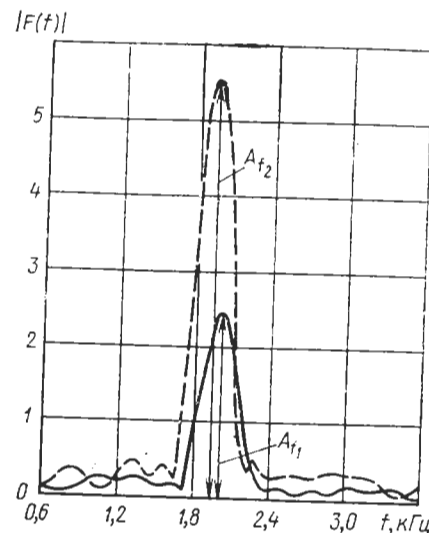


Рис. 49. Распределение модуля комплексного спектра амплитуд колебаний втулки:

— — неизношенной; - - - - предельно изношенной

двусторонней области при 1 %-ном уровне значимости с $2(N-1)$ степенями свободы [14, 19], следует, что $t_{\text{набл}} > t_{\text{кр}}$. В связи с этим гипотезы о равенстве средних отвергаются, что свидетельствует о существенном влиянии имевшегося износа на диагностические параметры контролируемого вибросигнала. Сопоставление отношений средних выборочных диагностических параметров $\bar{A}_{r2}/\bar{A}_{r1}=1,78$ и $\bar{A}_{f2}/\bar{A}_{f1}=2,33$ указывает на повышенную чувствительность спектральных характеристик по сравнению с временными относительно изменения степени износа цилиндрической втулки.

Таким образом, проведенные исследования подтвердили эффективность предложенных алгоритмов выделения и представления диагностического параметра, позволяющего с высокой степенью достоверности определять степень износа сопряжения поршень — втулка.

Форсунка

Источники виброакустических процессов. Виброакустические процессы, возникающие в работающей форсунке, определяются двумя основными факторами — ударными воздействиями иглы при ее подъеме и посадке и гидродинамическими явлениями в процессе топливоподачи. Рассмотрим механизм возникновения виброакустических процессов, обусловленных этими факторами.

Условия, определяющие движение иглы, следующие. После того, как волна давления, образовавшаяся у насоса, пройдет весь трубопровод, давление в полости распылителя повышается. Игла прижата к седлу до тех пор, пока давление в полости распылителя не достигнет давления начала подъема. Как только давления сравняются, игла отрывается от седла. При этом давление воздействует и на ту часть иглы, которая до подъема была закрыта седлом. В результате сила, с которой топливо стремится поднять иглу, сжимая пружину, возрастает. Это приводит к резкому нарастанию скорости движения иглы после ее отрыва от седла.

Дифференциальное уравнение движения иглы при ее подъеме можно записать в следующем виде:

$$m_{\text{и}} \frac{d^2 h_{\text{и}}}{dt^2} = [(f_{\text{и}} - f_{\text{к}}) (p_{\text{ф}} - p_{\text{и.п}}) - \delta_{\text{пр}} (h_{\text{и}} - z_0)],$$

где $m_{\text{и}}$ — масса иглы; $h_{\text{и}}$ — подъем иглы; $f_{\text{и}}$ — площадь поперечного сечения иглы; $f_{\text{к}}$ — дифференциальная площадь иглы; z_0 — предварительное сжатие пружины; $p_{\text{ф}}$ — давление в полости распылителя; $p_{\text{и.п}}$ — давление топлива в подыгольчатой полости; $\delta_{\text{пр}}$ — жесткость пружины форсунки.

Регулируемым параметром, от которого зависят значения остальных, является усилие предварительной затяжки пружины

$P_{\text{зат}} = \delta_{\text{пр}} z_0$. Следовательно, величина $m_{\text{и}} d^2 h_{\text{и}} / dt^2$, определяющая интенсивность соударения иглы при достижении упора ограничителя, будет зависеть от усилия предварительной затяжки пружины $P_{\text{зат}}$.

В зависимости от соотношения силы упругости пружины и давления топлива при положении иглы в крайнем верхнем положении возможны колебательные движения иглы у упора и ее повторные соударения. Однако для форсунок закрытого типа такие явления практически отсутствуют. Поэтому при достижении упора игла находится в прижатом состоянии вплоть до момента окончания впрыскивания топлива. Затем начинается движение иглы вниз, заканчивающееся ее посадкой на седло.

Таким образом, колебательные процессы в форсунке, вызванные ударным воздействием иглы при подъеме и посадке, обусловлены усилием затяжки пружины. Следовательно, изменение $P_{\text{зат}}$, возможное в процессе эксплуатации форсунки, непосредственно влияет на параметры вибросигнала, отражающего его ударные процессы в форсунке. Исходя из этого, величину $P_{\text{зат}}$ можно использовать в качестве структурного параметра, определяющего степень регуляции топливной аппаратуры. В качестве диагностического параметра многие исследователи выбирают максимальный размах амплитуды виброимпульсов, возникающих соответственно при подъеме и посадке иглы. По расстоянию между передними фронтами этих виброимпульсов оценивают продолжительность впрыскивания топлива, а по расстоянию от фазовой отметки опорного сигнала до переднего фронта первого виброимпульса определяют изменение угла опережения впрыскивания.

Во всех топливных системах давление под конусом иглы, а следовательно, и определяемая этим давлением скорость впрыскивания топлива резко меняются. При этом в первой половине процесса впрыскивания они возрастают до максимального значения, в конце скорость уменьшается до нуля, а давление — до величины давления среды, в которую впрыскивается топливо.

Особенности протекания процесса подачи топлива дают основание считать его кратковременным единичным импульсом, который возникает во входном сечении нагнетательного трубопровода вследствие выталкивания топлива плунжером насоса из объема камеры нагнетания. В связи с тем, что топливо — сжимаемая жидкость, во входном сечении нагнетательного трубопровода возникает неустановившееся движение сжимаемой жидкости, при котором от насоса к форсунке со скоростью звука идет первичная волна давления.

Скачкообразный переход от проходного сечения нагнетательного трубопровода к проходным сечениям распыливающих отверстий тормозит движение топлива и повышает его давление, вследствие чего возникает гидравлический удар. Наличие последнего позволяет описывать движение топлива в нагнетатель-

ном трубопроводе уравнениями теории гидравлического удара, предложенными Н. Е. Жуковским. Общие уравнения теории гидравлического удара имеют вид

$$\frac{\partial c}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_T} \frac{\partial p}{\partial x}; \quad \frac{\partial c}{\partial x} = -\frac{1}{a^2 \rho_T} \frac{\partial p}{\partial t}, \quad (84)$$

где c — скорость топлива; p — давление топлива по длине топливопровода; a — скорость распространения звука в топливе; ρ_T — плотность топлива; x — координата по длине трубопровода.

Уравнения справедливы для случая, когда коэффициент сжимаемости топлива принимают неизменным и не учитывают вязкость топлива. Такие допущения приемлемы для топливной аппаратуры быстроходных дизелей с длиной трубопровода $l=1$ м.

Уравнение (84) при принятых допущениях можно записать в виде так называемого телеграфного уравнения $\frac{\partial c}{\partial t} - \frac{1}{a^2 \rho_T} \frac{\partial^2 c}{\partial t^2} = 0$ или $\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 p}{a^2 \partial t^2} = 0$. Телеграфное уравнение характеризует волны, амплитуда которых при их движении непрерывно меняется.

При гидравлическом ударе для сложных граничных условий и единичного импульса целесообразно решение уравнений записать в форме Даламбера. Вследствие конечной скорости распространения давления можно рассматривать отдельно входное сечение нагнетательного трубопровода у насоса и выходное сечение у форсунки. Проанализируем процессы, формирующие давление и скорость топлива в форсунке. Для выходного сечения трубопровода, когда $x=l$ и $c=0$ (известно, что, как правило, к началу нового впрыскивания движение топлива в трубопроводе прекращается), можно записать

$$p_\Phi - p_{ост} = F(t - l/a) - W(t + l/a);$$

$$c_T = \frac{1}{a \rho_T} (F(t - l/a) + W(t + l/a)),$$

где $p_{ост}$ — остаточное давление; c_T — скорость движения топлива; $F(t - l/a)$ и $W(t + l/a)$ — соответственно прямая и отраженная волны давления.

В момент впрыскивания через распыливающие отверстия поток топлива имеет турбулентный характер. Турбулентность возникает также в результате сжатия струи в сопле и последующего расширения, наличия шероховатостей и острых кромок. Турбулентное движение жидкости характеризуется нерегулярным, беспорядочным изменением скорости во времени в каждой точке потока. Скорость потока как бы пульсирует около своего среднего значения, изменяясь от больших до малых значений,

т. е. имеет широкий спектр амплитуд. Турбулентный поток вследствие этого характеризуется также пульсациями давления, причем спектр их амплитуд и частот широк, как и спектр пульсаций скорости.

Процесс подачи топлива в форсунке можно описать следующими дифференциальными уравнениями:

сплошности потока топлива в полости перед иглой

$$\alpha V_\Phi \frac{dp_\Phi}{dt} = f_T u_l - \varepsilon_n f_n \frac{dh_n}{dt} + \frac{dV_{осв}}{dt} - \xi' \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho_T}} \sqrt{|p_\Phi - p_{p.o}|};$$

сплошности потока топлива в полости под иглой

$$\alpha V_a \frac{dp_{p.o}}{dt} = \xi' \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho_T}} \sqrt{|p_\Phi - p_{p.o}|} -$$

$$- (\mu f)_c \sqrt{\frac{2}{\rho_T}} \sqrt{p_{p.o} - p_{ц}} - \frac{dV_{осв}}{dt},$$

где $p_{p.o}$ — давление топлива перед распыливающими отверстиями; $p_{ц}$ — давление газов в цилиндре; V_Φ и V_a — объемы камер распылителя; $V_{осв}$ — объем, освобождаемый конусом иглы при ее подъеме; f_T — площадь выходного сечения нагнетательного топливопровода; u_l — скорость топлива в выходном сечении топливопровода; u_n — скорость движения иглы;

$$\varepsilon_n = \begin{cases} 1 & \text{при } 0 < h_n < h_{n\max}; \\ 0 & \text{при } h_n = h_{n\max}; \end{cases} \quad \xi' = \begin{cases} 1 & \text{при } p_\Phi > p_{p.o}; \\ 0 & \text{при } p_\Phi < p_{p.o}. \end{cases}$$

Еще одним источником возбуждения колебаний может быть периодическое изменение давления, связанное со срывом вихрей в топливе из отверстия распылителя. Частота срыва вихрей может занимать полосу спектра до семи октав.

Из приведенного анализа следует, что одними из основных источников колебаний корпуса форсунки являются гидродинамические процессы, возникающие вследствие подачи и впрыскивания топлива и имеющие широкий частотный спектр амплитуд давлений и скоростей. Протекание этих процессов от цикла к циклу носит случайный характер.

Расчетно-экспериментальные результаты. Возможность диагностирования элементов форсунки экспериментально была проверена на безмоторном стенде и на полноразмерном дизеле 8ЧН 26/26. Алгоритмом обработки исследуемого вибросигнала был выбран метод временной реализации с предварительной фильтрацией сигнала в диапазоне частот 7...16 Гц. Диагностическими параметрами являлись максимальные значения размаха амплитуд и расстояние между передними фронтами виброимпульсов, которые характеризуют соответственно подъем и посадку иглы.

В процессе экспериментальных исследований моделирова-

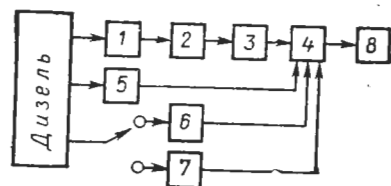


Рис. 50. Структурная схема приборного обеспечения регистрации колебаний форсунки:

1 — акселерометр; 2 — предусилитель; 3 — полосовой фильтр; 4 — электронный запоминающий осциллограф; 5 — индуктивный датчик пуска развертки осциллографа; 6 — индуктивный датчик отметки ВМТ; 7 — датчик давления; 8 — фотоаппарат

лись следующие отказы: изменение усилия предварительной затяжки и поломка форсуночной пружины; зависание иглы форсунки и изменение цикловой подачи топлива. Для записи исследуемого вибросигнала использовалась стандартная измерительно-регистрирующая аппаратура (рис. 50).

При проведении испытаний на полноразмерном двигателе применялся индуктивный датчик 6 отметок ВМТ, при безмоторных испытаниях — датчик давления 7 во входном штуцере форсунки. Место установки акселерометра выбиралось исходя из условия максимального приближения его к источнику колебаний и конструктивных особенностей установки форсунки на двигателе. С этой точки зрения наиболее рациональной является установка акселерометра на внешней стороне фланца крепления форсунки.

Для усиления помехоустойчивости регистрируемого вибросигнала применен механический способ крепления акселерометра — на шпильке. Поскольку практически любые колебательные процессы в двигателе имеют случайную составляющую, то для обработки экспериментальных данных применим вычислительный аппарат математической статистики. В частности, для установления различимости моделируемых состояний по выбранным диагностическим параметрам вибросигнала могут быть использованы известные методы проверки статистических гипотез.

С помощью данного аппаратного комплекса были получены осциллограммы вибраций корпуса форсунки, записанные на полноразмерном двигателе (рис. 51, а) и безмоторном стенде (рис. 51, б) при штатной комплектровке форсунки на номинальном режиме работы двигателя ($n=1000$ мин⁻¹, $B_{ц}=0,820$ г).

Регистрация сигнала осуществлялась при полосовой фильтрации третьооктавным фильтром с центральной частотой пропускания 9 кГц, которая была выбрана на основании записи спектрограммы вибрации корпуса форсунки в диапазоне 7...16 Гц. В основу выбора центральной частоты положен принцип максимума уровня записываемого вибросигнала в данном диапазоне.

На полученных осциллограммах отчетливо проявляются два характерных вибромпульса, соответствующие подъему и посадке иглы. Согласно методике проведения эксперимента была проведена регистрация вибросигнала на развернутом дизеле

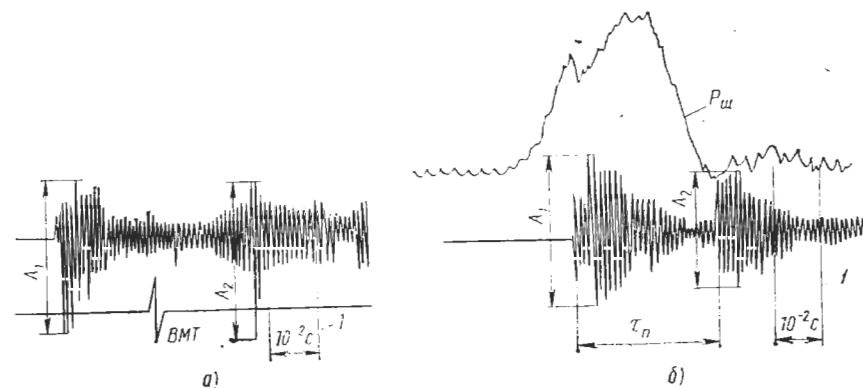


Рис. 51. Осциллограммы вибраций корпуса и давления топлива $p_{ш}$ во входном штуцере форсунки:

1 — отметка времени; t_n — интервал между передними фронтами вибромпульсов подъема и посадки иглы

при различном усилии предварительной затяжки пружины $P_{зат}$. Каждое значение $P_{зат}$ соответствовало различному давлению начала подъема иглы, измеренному на специальном опрессовочном стенде.

Таким образом, была осуществлена запись вибросигнала при следующих давлениях начала подъема иглы (усилиях предварительной затяжки пружины): 24, 28, 32 МПа. В качестве эталонного принято эксплуатационное значение этого параметра, равное 32 МПа. Для обработки экспериментальных данных статистическими методами было отснято по 20 осциллограмм для каждого значения $P_{зат}$. Замеры амплитуд вибромпульсов подъема A_1 и посадки A_2 , выраженные в условных единицах, указаны в табл. 5.

Сравнение вычисленного значения критерия Пирсона χ^2 с табличным указывает на нормальный характер распределения величин A_1 и A_2 . Исходя из этого проверка гипотезы о принадлежности выборок значений параметров A_1 и A_2 для данного состояния и этих же параметров для другого к различным генеральным совокупностям проводилась с помощью дисперсионного анализа, в основе которого лежит вычисление критерия F , имеющего распределение Фишера. Для данного случая

$$F = \frac{(1/R) S_1}{(R+1) (n-1)^{-1} S_2},$$

где R — число неисправных состояний, $R=2$; S_1 — величина, характеризующая степень расхождения параметра A для разных состояний (рассеяние по состояниям), $S_1 = n \sum_{i=0}^R (\bar{A} - \bar{A}_i)^2$;

Таблица 5

$P_{зат}, \text{ МПа}$			$P_{зат}, \text{ МПа}$		
32	28	24	32	28	24
9,4/13,3	10,7/7,1	10,5/10,8	8,6/12,2	10,4/13,8	11,8/12,8
9,2/15,0	10,1/8,3	13,0/8,9	9,1/14,2	9,7/10,2	12,4/9,2
8,9/12,6	9,2/9,7	12,0/12,7	10,4/14,8	10,5/9,8	10,6/9,0
9,1/12,8	9,7/10,3	13,2/12,0	9,6/13,2	11,4/8,6	12,8/9,2
9,3/14,5	10,1/12,8	14,2/15,0	8,7/15,8	11,3/8,8	10,6/13,7
9,5/13,2	9,9/13,4	14,2/7,7	8,7/13,8	9,3/7,8	14,1/14,8
8,0/15,2	11,8/11,5	15,0/9,8	8,4/13,6	8,8/12,5	15,2/12,6
9,3/14,2	9,1/11,7	10,2/13,3	8,8/15,2	8,9/13,6	16,7/11,8
8,7/13,4	10,2/10,2	8,8/14,2	9,2/12,0	9,0/14,2	12,4/15,8
8,7/15,5	10,1/12,4	10,2/10,7	8,3/13,9	10,4/15,8	13,8/14,7

Примечание. В числителе даны значения амплитуды виброимпульсов A_1 , а в знаменателе — A_2 .

$\bar{A}_j$ — выборочное среднее арифметическое j -го состояния ($j=0, R$); $\bar{A}$ — общее среднее арифметическое значение параметра A при всех $(R+1)n$ измерениях, $\bar{A} = \frac{1}{R+1} \sum_{j=0}^R \bar{A}_j$; S_2 — величина, характеризующая степень рассеяния параметра A , обусловленную влиянием погрешностей измерений и ряда других неучтенных факторов (остаточное рассеяние), $S_2 = \sum_{j=0}^R \sum_{i=1}^n (A_{ij} - \bar{A}_j)^2$; A_{ij} — текущее значение параметра A для j -го состояния.

Сравнение наблюдаемых значений критерия Фишера с табличными показало, что выборки параметров A_1 и A_2 для каждого состояния не принадлежат к различным генеральным совокупностям. Таким образом, результаты дисперсионного анализа указывают на невозможность выполнения оценки степени разрегулировки запирающего органа форсунки (для проверяемых значений) по максимальному размаху амплитуд виброимпульсов подъема и посадки иглы, регистрируемых в указанном частотном диапазоне.

На следующем этапе эксперимента решался вопрос о возможности диагностирования форсунки при поломке форсуночной пружины. С помощью дисперсионного анализа виброграмм параметров A_1 и A_2 , полученных на полноразмерном двигателе, в случае поломанной пружины и пружины с эталонным значением предварительного усилия затяжки было установлено различие этих состояний.

Из рассмотрения виброграммы при зависании иглы (рис. 52, б) видно, что произошло качественное изменение струк-

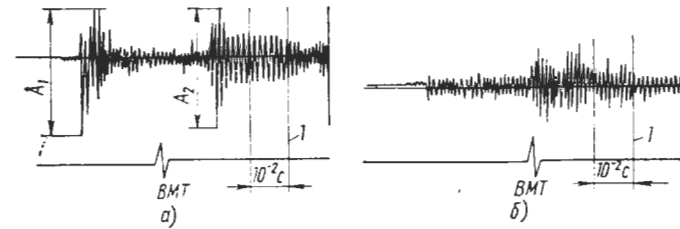


Рис. 52. Осциллограммы вибрации корпуса форсунки при различных дефектах (обозначения см. рис. 51): а — поломке пружины; б — зависании иглы

туры регистрируемого вибросигнала, которое проявляется в вырождении первого виброимпульса. Поэтому в данном случае, не прибегая к статистическим методам, можно визуально определить такую неисправность в форсунке.

В заключительной части эксперимента решалась задача установления зависимости фазовых параметров вибросигнала от цикловой подачи (рис. 53). Интервал τ_n между передними фронтами виброимпульсов (см. рис. 51) практически связан прямой линейной зависимостью с цикловой подачей. Этот фазовый параметр может служить косвенным параметром для оценки изменения цикловой подачи. Однако выявление зависимости фазовых параметров вибросигнала от цикловой подачи является необходимым, но не достаточным условием для решения задачи диагностирования. Следует дать оценку разрешающей способности предложенного метода, на которую в основном будет влиять неоднозначность, возникающая при фиксации момента появления второго виброимпульса.

Для установления разрешающей способности требуется набор статистических данных. В принципе возможно определение

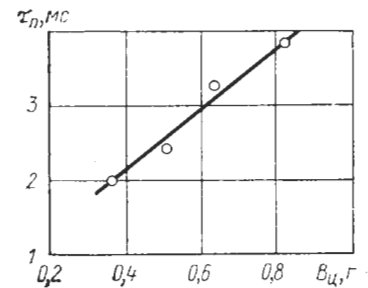


Рис. 53. Зависимость интервала между передними фронтами виброимпульсов от цикловой подачи

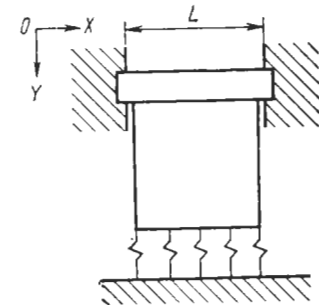


Рис. 54. Модель колебательной системы форсунки

изменения угла опережения впрыскивания по расстоянию от переднего фронта первого виброимпульса до момента появления опорного сигнала (отметка ВМТ) [22, 60]. Однако, как известно, имеется существенная погрешность, вносимая в измерения индуктивным датчиком, который широко используется для получения опорного сигнала при испытаниях двигателей, что не позволяет пока применить этот метод на практике.

Учитывая невозможность определения степени разрегулировки пружины форсунки по амплитудным параметрам полученных виброимпульсов, следует детально рассмотреть источники их происхождения и проанализировать протекание ударных процессов, которые возникают при подъеме и посадке иглы. Необходимым условием является изучение форсунки как колебательной системы и, в первую очередь, нахождение частот ее собственных колебаний, которые имеются в частотном спектре переходного процесса для любого механического объекта [32].

Для определения частоты (периода) собственных колебаний форсунки необходимо учитывать возможность их регистрации в реальных условиях. С этой точки зрения практический интерес представляют продольные колебания форсунки (вдоль оси симметрии), фиксацию которых целесообразно проводить на наружной стороне фланца ее крепления к крышке цилиндра.

Исходя из этого и учитывая конструктивные особенности монтажа форсунки на двигателе, представим ее моделью колебательной системы в виде балки постоянного сечения с заделанными концами и равномерно распределенной подрессоренной нагрузкой (рис. 54), в данном случае балка — фланец крепления. Под равномерно распределенной нагрузкой подразумевается вес корпуса форсунки и ее деталей. Эффект подрессорирования вызван упругостью уплотнений, не допускающих прорыва газов из цилиндра. В выбранной модели уплотнения представлены в виде упругого основания. Выбор модели колебательной системы обуславливает рассмотрение поперечных колебаний фланца крепления.

Если балка постоянного сечения с распределенной подрессоренной нагрузкой имеет ось симметрии, то для нахождения частот ее собственных поперечных колебаний в одной из главных плоскостей без учета затухания, момента инерции поворота сечений и сил перерезывания необходимо найти решение следующего дифференциального уравнения:

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho_6 (1 + e) F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + cy = 0, \quad (85)$$

где EJ — жесткость балки при изгибе; F — площадь поперечного сечения балки; ρ_6 — плотность материала балки; $e = M/(\rho_6 FL)$; M — масса балки; L — длина балки; $c = k/L$; k — коэффициент жесткости упругого основания; x и y — координаты; t — время.

Введем безразмерную координату $\xi = x/L$. Тогда уравнение

(85) примет вид

$$\frac{\partial^4 y}{\partial \xi^4} + \rho_6 F \frac{L^4}{EJ} (1 + e) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{L^4 c}{EJ} y = 0.$$

Решением этого уравнения будет зависимость

$$y(\xi, t) = (A \cos \omega t + B \sin \omega t) Y(\xi),$$

где ω — частота колебаний балки.

После подстановки $y(\xi, t)$ в это уравнение получим дифференциальное уравнение относительно $Y(\xi)$:

$$Y^{IV}(\xi) - r^4 Y(\xi) = 0,$$

$$\text{где } r^4 = \frac{L^4}{EJ} (\rho_6 F (1 + e) \omega^2 - c). \quad (86)$$

Решением уравнения относительно $Y(\xi)$ является равенство

$$Y(\xi) = A \operatorname{ch} r\xi + B \operatorname{sh} r\xi + C \cos r\xi + D \sin r\xi,$$

где произвольные постоянные A, B, C и D определяют из граничных условий.

Для определения r необходимо решить трансцендентное уравнение, которое для балки с заделанными концами имеет вид $\cos r \operatorname{sh} r = 1$. Решая это уравнение методом итераций, найдем $r_1 = 4,7300$; $r_2 = 7,8532$ и $r_k = (2k + 1)/2$ (для $k > 2$).

Используя формулу (86) и учитывая, что $f = \omega/(2\pi)$, найдем основную частоту собственных колебаний рассматриваемой механической системы:

$$f_1 = \frac{r_1^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EJ + c}{\rho_6 F (1 + e)}}. \quad (87)$$

Все величины, входящие в формулу (87), неизменны для конкретного конструктивного исполнения форсунки. Исключение составляет лишь параметр c , характеризующий упругие свойства уплотнений. Этот параметр в реальных условиях определяется многими случайными факторами (усилием затяжки при монтаже форсунки на двигателе, размерами и формой уплотнений, внутренними свойствами материала уплотнений и т. д.), вследствие чего возможен существенный разброс его значений, определить который очень трудно. Следовательно, в численном выражении можно найти только нижнюю границу частотного диапазона собственных колебаний, что соответствует случаю, когда $c = 0$, т. е. эффект подрессорирования не учитывается.

Для закрытой форсунки двигателя ЧН 26/26, имеющей следующие расчетные данные: $E = 2,2 \cdot 10^{11}$ Н/м²; $J = 787,5 \cdot 10^{11}$ м⁴; $L = 0,008$ м; $F = 105 \cdot 10^{-5}$ м²; $\rho_6 = 800$ кг/м³; $e = 3,24$, $f_1 \approx 78$ кГц. Таким образом, собственные частоты поперечных колебаний фланца находятся в ультразвуковом диапазоне.

Очевидно, в общем спектре колебаний работающей форсунки

содержится и ударный спектр частот, определяемый взаимодействием иглы с ограничителем и седлом. Для анализа ударных явлений в механических системах следует оценить длительность соударения контактирующих тел. На основании этого выбирают математическую модель возмущений, что, в свою очередь, определяет реакцию системы на протяжении и по окончании ударного возмущения.

Для определения длительности соударения запирающего органа форсунки о соответствующие поверхности приемлема модель удара стержня со свободными концами о твердое тело, которая, в частности, не учитывает форму соударяющихся поверхностей. В этом случае длительность соударения определяют по формуле [67]

$$\tau_c = 2l_{ст}/v,$$

где $l_{ст}$ — длина стержня (иглы); v — скорость распространения упругих волн.

Для выбора формы (математической модели) ударного возмущения находят отношение продолжительности соударения к основному периоду $T_1 = 1/f_1$ собственных колебаний реагирующей системы. В данном случае $\tau_c/T_1 = \tau_c/f_1 = 1,25$.

Принимая во внимание требование [67] $\tau_c/T_1 > 0,5$ и полученный результат, для исследуемой механической системы необходимо учитывать форму возмущения при описании происходящих в ней ударных процессов. Отношение τ_c/T_1 показывает, что определение нижней границы частотного диапазона является достаточным условием для выбора формы возмущения, так как при учете параметра c в выражении (87) возрастет величина f_1 , а следовательно, и отношение τ_c/T_1 .

Наиболее распространенной формой для описания ударных процессов, происходящих при взаимодействии узлов и деталей в двигателе, является возмущение в форме полусинусоиды. В этом случае происходит полное восстановление исходного состояния в месте контакта (абсолютно упругий удар), и ударный импульс имеет симметричный характер.

Для линейной системы без демпфирования функции возмущения в виде полусинусоиды и реакции во времени в период действия имеют следующий вид [67]:

для $0 \leq t \leq \tau_c$

$$\left. \begin{aligned} \xi(t) &= \xi_p \sin(\pi t/\tau_c); \\ v(t) &= \frac{\xi_p}{1 - T_1^2/(4\tau_c^2)} \left[\sin(\pi t/\tau_c) - \frac{T_1}{2\tau_c} \sin \omega t \right]; \end{aligned} \right\}$$

для $\tau_c < t$

$$\left. \begin{aligned} \xi(t) &= 0; \\ v(t) &= \xi_p \left[\frac{(T_1/\tau_c) \cos(\pi\tau_c/T_1)}{T_1^2/(4\tau_c^2) - 1} \right] \sin \omega(t - \tau_c/2), \end{aligned} \right\}$$

где ξ_p — максимальная величина функции возмущения.

Из анализа уравнений реакции механической системы на ударное возмущение следует, что частота ее колебаний во время действия ударной нагрузки зависит от длительности соударения и периода (частоты) собственных колебаний, а после прекращения нагрузки определяется только собственной частотой. Исходя из этого, можно предположить, что изменение предварительной затяжки пружины форсунки необходимо определять с помощью характеристик вибросигнала, регистрируемого в ультразвуковой полосе частот.

Таким образом, расчетно-теоретический анализ ударных явлений показывает, что вибросигнал, представленный в полосе 7...16 кГц, не содержит составляющие ударного спектра, который обусловлен взаимодействием деталей форсунки. Поэтому полученные в результате эксперимента временные реализации вибросигнала представляют собой вынужденные колебания фланца крепления форсунки, возбуждение которых происходит благодаря только гидродинамическим процессам, обусловленным подачей и впрыскиванием топлива.

Для доказательства этого утверждения рассмотрим записи давления топлива во входном штуцере форсунки и вибрации ее корпуса для номинального режима работы двигателя (см. рис. 51). Сопоставление осциллограмм показывает, что момент появления вибрации совпадает с началом подъема иглы, т. е. с началом подачи топлива. Следовательно, наблюдаемая вибрация обусловлена процессом истечения топлива, а точнее, колебательным движением его частиц, которые совершают беспорядочное неустановившееся движение. Это движение является турбулентным.

Интенсивность колебаний частиц жидкости определяется перепадом давления перед иглой и после распыливающих отверстий. Это подтверждается характером нарастания и спада амплитуд колебаний первого виброимпульса. Интенсивность колебательных процессов в жидкости будет увеличиваться до тех пор, пока разность между давлением под иглой и после соплового наконечника будет возрастать. Затем по мере повышения давления в цилиндре вследствие сгорания топлива эта разность уменьшается и снижаются энергия колебательных процессов в топливе и соответственно уровень вибрации корпуса форсунки (см. рис. 51). Снижение уровня вибрации будет продолжаться до того момента, когда после отсечки топлива произойдет резкое падение давления в полости распылителя. Этот момент связан с возникновением второго виброимпульса, определяемого обратной волной давления в топливопроводе при движении топлива от форсунки к нагнетательному клапану топливного насоса.

Еще одним подтверждением того, что источником вибрации форсунки в диапазоне 7...16 кГц являются гидродинамические

процессы, могут служить виброграммы, полученные при таких дефектах, как зависание иглы и поломка пружины форсунки (см. рис. 52). Отсутствие на этих виброграммах ярко выраженного первого виброимпульса объясняется тем, что, когда игла находится в подвешенном положении, топливо без задержки поступает к распыливающим отверстиям. Вследствие этого отсутствует перепад давления, имеющийся при исправном состоянии запирающего органа, и значительно уменьшается скорость турбулентного движения частиц топлива, которая, в конечном итоге, определяет энергию колебаний корпуса форсунки.

Анализ виброграмм, записанных при поломке пружины форсунки (см. рис. 52, а), показывает, что еще до момента ожидаемого начала цикловой подачи топлива происходит его подтекание в подыгольчатое пространство. Механизм образования первого виброимпульса для рассматриваемого случая аналогичен уже описанному для форсунки с нормальным техническим состоянием. Отличие проявляется лишь в уменьшении амплитуды первого виброимпульса, которая зависит от перепада давления перед иглой и распыливающими отверстиями. Перепад тем выше, чем больше длительность задержки отрыва иглы от седла, которая, при всех равных условиях, зависит от жесткости пружины форсунки. Следовательно, интенсивность (амплитуда) первого виброимпульса при поломанной пружине меньше, чем интенсивность аналогичного виброимпульса для целой пружины. Условия формирования структуры второго виброимпульса остаются неизменными для различных состояний конструктивных элементов форсунки.

Рассмотрим один из вариантов определения технического состояния распыливающих отверстий соплового наконечника. Необходимость установления степени закоксованности или размыва распыливающих отверстий, которая определяется площадью эффективного проходного сечения, объясняется заметным влиянием состояния распыливающих отверстий на рабочий процесс, а также отсутствием надежного и апробированного метода диагностирования данного элемента конструкции форсунки.

Для выбора приемлемого решения поставленной задачи рассмотрим выводы, которые были сделаны при анализе гидродинамических источников возбуждения виброакустических процессов в форсунке. В частности, турбулентное движение топлива, возникающее в результате впрыскивания, возбуждает колебания соплового наконечника, спектр частот которых определяется спектром пульсации давления (скорости). Возбудителем колебаний может быть и периодическое изменение давления, которое происходит в результате срыва вихрей топлива при выходе его из отверстий распылителя.

Как в первом, так и во втором случае возбуждаются и собственные колебания соплового наконечника, особенности протекания которых будут определяться внутренними свойствами са-

мой колебательной системы и упомянутыми выше внешними возбуждающими факторами. Очевидно, что характер и величина изменения этих факторов во многом зависят от состояния распыливающих отверстий. Исходя из этого, можно предположить, что изменение технического состояния распыливающих отверстий должно отразиться на характеристиках собственных колебаний соплового наконечника.

Выполним оценочный расчет собственных частот соплового наконечника. С учетом того, что в реальных условиях наиболее простой является регистрация вибросигнала в направлении оси симметрии форсунки, практический интерес представляет исследование продольных колебаний соплового наконечника, который для расчета можно представить в виде стержня постоянного сечения с заделанным концом. При отсутствии затухания уравнение собственных продольных колебаний стержня постоянного сечения имеет вид

$$f_{ст} E \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \rho_{ст} f_{ст} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0, \quad (88)$$

где $u(x, t)$ — перемещение сечения стержня в продольном направлении x ; E — модуль упругости материала стержня; $f_{ст}$ — площадь сечения стержня; $\rho_{ст}$ — плотность материала стержня (иглы).

Вводя безразмерную координату $\eta_{ст} = x/l_{ст}$ (где $l_{ст}$ — длина стержня) и обозначая через $a^2 = E/\rho_{ст}$, получим уравнение (88) в следующем виде:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial \eta_{ст}^2} - \frac{l_{ст}^2}{a^2} \frac{d^2 u}{dt^2} = 0. \quad (89)$$

Для собственных колебаний решение уравнения (89) следующее: $u = (A \cos \omega t + B \sin \omega t) v(\eta_{ст})$.

После подстановки этого выражения в уравнение (89) получим $v''(\eta_{ст}) + \beta^2 v(\eta_{ст}) = 0$ (где $\beta = \omega^2 l_{ст}^2 / a^2$). Следовательно, $v(\eta_{ст}) = A_1 \cos \beta \eta_{ст} + B_1 \sin \beta \eta_{ст}$.

Для заделанного конца стержня $u(0) = 0$. Для свободного конца $\frac{\partial u}{\partial x} = 0$. С учетом уравнения (89) можно записать —

$A_1 \beta \sin \beta + B_1 \beta \cos \beta = 0$. Из условия $u(0) = 0$ следует, что $A_1 = 0$. Поэтому уравнение для определения собственных частот соплового наконечника получим в виде $B_1 \beta \cos \beta = 0$, откуда $\cos \beta = 0$ и $\beta = \pi/2 \pm k\pi$ ($k = 0, 1, 2, \dots$).

Для основного тона $\beta = \pi/2$. Основную частоту собственных колебаний соплового наконечника определяют, используя соотношение $f_{с.н} = \omega / (2\pi) = a\beta / (2\pi l_{ст}) = a / (4 l_{ст})$. Учитывая, что $a = \sqrt{E/\rho_{ст}}$, получим $f_{с.н} = \sqrt{E/\rho_{ст}}$.

Для соплового наконечника дизеля серии ЧН 26/26 $l_{ст} = 0,023$ м. Тогда, принимая $E = 2,2 \cdot 10^{11}$ Н/м² и $\rho_{ст} = 800$ кг/м³, получим $f_{с.н} \approx 180,3$ кГц.

Таким образом, оценивать техническое состояние отверстий распылителя следует измерением характеристик колебательного процесса, протекающего в ультразвуковом частотном диапазоне.

Анализ экспериментальных и расчетных результатов позволяет сделать выводы о возможности диагностирования элементов конструкции форсунки закрытого типа по виброакустическим параметрам.

Турбокомпрессор

Анализ возмущающих воздействий в турбокомпрессоре. Источники колебательных процессов в турбокомпрессоре могут быть механическими и аэродинамическими. Спектральные составляющие колебаний этих источников подразделяют на главные и второстепенные. К главным задачам обычно относят составляющие, определяемые первыми роторными гармониками, гармониками вращающегося срыва, частотой вращения лопаток компрессора и турбины, собственными частотами взаимосвязанных колебаний элементов конструкции турбокомпрессора. К второстепенным относят составляющие, амплитуды которых обычно незначительны. Это вибрации, генерируемые взаимодействием деталей в подшипниковых узлах, турбулентностью воздушного потока и др.

Дисбаланс в каком-либо сечении вала эквивалентен возмущающей сосредоточенной силе, приложенной к центру тяжести сечения вала с частотой, равной угловой скорости его вращения при условии, что ротор совершает прямую синхронную прецессию, т. е. когда диски компрессора и турбины неподвижны относительно плоскости, содержащей упругую линию вала. Практически основная неуравновешенность ротора обусловлена дисбалансом в плоскости сечения колес компрессора и турбины.

Другим механическим источником вибраций являются совместные собственные колебания элементов конструкции турбокомпрессора, собранных в отдельный узел.

К вибрациям механического происхождения относят также и колебания, возникающие в подшипниковых узлах турбокомпрессора. Известно, что интенсивность виброакустических сигналов, генерируемых подшипниками, намного меньше интенсивности сигналов, порождаемых другими источниками. Это характерно для всех газотурбинных установок [9]. Вследствие важности этого узла, во многом определяющего уровень конструктивного совершенства турбокомпрессора и техническое состояние всего агрегата, проанализируем условия и характер протекания виброакустических процессов в подшипниковых узлах

турбокомпрессора. Ограничимся рассмотрением подшипников скольжения, которые применяют в газотурбинных установках большинства двигателей.

Вибрации, источником которых являются подшипниковые узлы, возникают вследствие ударного взаимодействия цапф и подшипников. Его характер определяется режимом гидродинамического трения. Роторы, опирающиеся на подшипники скольжения, при определенных условиях теряют устойчивость, в результате чего возникают автоколебания. Эксперименты показывают, что эти колебания могут возникать как у жестких роторов при больших скоростях, так и гибких при скоростях, близких (или больших) к удвоенной первой критической частоте. Частота автоколебаний для жесткого ротора оказывается всегда близкой к половине частоты вращения, а для гибких роторов — к его первой критической скорости [9].

Источником изгибных деформаций вращающихся роторов и вибраций корпусов турбокомпрессора могут быть аэродинамические силы, действующие на лопаточные венцы компрессора и турбины. Причиной вибрационных возмущений лопаток компрессора является неравномерность потока воздуха на входе в колесо или выходе из него. Такая неравномерность может быть вызвана расположенным близко к входу коленом воздушного трубопровода, неудачно размещенным воздухозаборным корпусом, ребрами вблизи колеса.

Неравномерность потока за колесом также может быть обусловлена плохой работой диффузора или улитки, наличием нескольких отводов воздуха из улитки, канальным диффузором при относительно малом числе каналов, лопатками диффузора и др. Вибрации аэродинамического происхождения могут вызываться также вращающимся срывом в компрессоре. Хотя это и недостаточно изученное явление, но можно отметить, что вращающийся срыв обуславливает иногда высокочастотные составляющие вибрации корпуса [26]. При некоторых условиях возникает одна или несколько зон срывного обтекания лопаток. Частота вибрации корпуса при развитом срыве не имеет жесткой связи с частотой вращения ротора n_r и при развитом срыве, т. е. $f_{ср} = (0,3...0,6)n_r$. Появление этой частоты указывает на возможность возникновения помпажа [26].

Окружная неравномерность потоков газов перед колесом турбины также возбуждает переменные аэродинамические силы. Основными источниками неравномерности являются импульсность потока перед турбиной и раздельный подвод газов от групп цилиндров к рабочему колесу [61].

Таким образом, вибрации аэродинамического происхождения обусловлены лопаточными элементами компрессора и турбины. Вследствие неидентичности характеристик оказываются различными силы тяги и сопротивления вращению отдельных лопастей. В результате геометрического суммирования этих сил воз-

никают неуравновешенные аэродинамические моменты и сила, приложенные к валу и действующие в плоскости оси вала. Направление их действия меняется синхронно вращению вала. Суммарное воздействие на вал ротора неуравновешенных аэродинамических сил и момента возбуждает вибрацию турбокомпрессора с частотой вращения ротора (первая роторная гармоника вибрации), которая алгебраически суммируется с вибрациями от механической неуравновешенности ротора. Поэтому первую гармонику называют аэродинамическим дисбалансом. Как и механический дисбаланс, он носит случайный характер. Его предельное значение определяется допусками на изготовление и сборку венца, а также принятой системой подбора и установки лопаток в колесе.

Однако в отличие от механического аэродинамический дисбаланс существенно зависит от средних параметров воздуха и газа на входе в турбокомпрессор и выходе из него. Изменение давления и температуры потока вызывает изменение вибраций от аэродинамического дисбаланса. Фазы механического и аэродинамического дисбаланса произвольны, поэтому при уменьшении последнего суммарные роторные вибрации могут как убывать, так и возрастать. В этом заключается одна из причин наблюдаемого иногда неоднозначного изменения вибраций в турбокомпрессорах одной размерности [21].

Возбуждение вибрации при изменении окружной скорости потока происходит в результате того, что в момент прохождения лопатки в этом случае увеличивается угол атаки из-за уменьшения скорости потока. Вследствие этого происходит импульсное увеличение тяги и силы сопротивления лопатки. Каждый импульс создает на валу ротора, аналогично рассмотренной выше аэродинамической неуравновешенности, крутящий и изгибающий моменты, осевую и перерезывающие силы.

В результате суммирования импульсов, создаваемых каждой лопаткой, и передачи их на корпус турбокомпрессора возбуждается вибрация с частотой f_{Σ} , кратной числу лопаток турбины или компрессора, т. е. $f_{\Sigma} = iz_{\Sigma} n_p$ (где $i = 1, 2, 3 \dots$; z_{Σ} — число лопаток компрессора или турбины; n_p — частота вращения ротора).

Еще одним источником вибраций аэродинамического происхождения являются вибрации, обусловленные турбулентностью потоков, нерегулярными пульсациями воздуха и газов во впускных и выпускных трактах турбокомпрессора. Они определяются возбуждениями типа белого шума, т. е. случайным процессом, спектральная плотность энергии которого постоянна [26]. Таким образом, непрерывный спектр колебаний турбокомпрессора определяется широкополосным шумовым воздействием, обусловленным этими составляющими.

В качестве структурных параметров выбирают дисбаланс ротора и зазор в подшипниковых узлах турбокомпрессора. Необходимость выбора указанных параметров обусловлена тем, что

это — наиболее распространенные неисправности, встречающиеся при эксплуатации турбокомпрессора.

Следует отметить следующие технологические и эксплуатационные причины, вызывающие неуравновешенность ротора: несовершенство технологии балансировки роторов как жестких тел; нарушение центрирования деталей роторов, обусловленное их деформированием от центробежных нагрузок и температурных расширений; температурное коробление роторов; нарушение осесимметрии температурных полей элементов конструкции; коробление роторов, наблюдаемое при сборке после балансировки изменением усилий затяжки болтов фланцевых соединений; нарушение соосности опор при сборке и в рабочих условиях; пластическое деформирование деталей роторов; нестабильность положения лопаток в пазах замковых соединений; точность балансировки. С увеличением зазоров повышается расход масла в подшипниковых узлах, скорость изнашивания в местах контакта цапфы и втулки подшипника, а также температура втулки и т. д.

Из анализа источников возбуждения колебательного процесса в турбокомпрессоре видно, что его составляющие образуют сложное по характеру и составу виброакустическое поле. Частотный состав этого поля будет определяться спектральными компонентами, которые обусловлены наличием дисбаланса и ударного взаимодействия цапфы с внутренней обоймой подшипника.

Однако вклад этих компонент в образование виброакустического поля турбокомпрессора в энергетическом отношении неодинаков. Если неуравновешенность ротора является довольно мощным источником колебательных процессов, которые сравнительно легко можно обнаружить в любой точке силового корпуса турбокомпрессора, то колебания, возникающие в результате контакта цапфы и внутренней обоймы подшипника, на фоне общей вибрации функционирующего турбокомпрессора незначительны. Поэтому для эффективного диагностирования подшипниковых узлов необходимо первичные вибропреобразователи максимально приблизить к источнику колебаний и иметь специальное приборное обеспечение [34], что не всегда осуществимо. Поэтому для оценки влияния изменения радиального зазора в подшипниках на характер протекания виброакустических процессов работающего турбокомпрессора исходят из следующих соображений.

Под действием центробежной силы от дисбаланса, превышающей силу тяжести ротора, происходит, так называемое, «всплытие» ротора. При этом центр опорной шейки вала описывает окружность, радиус которой равен зазору или больше его на величину деформации опоры. Следовательно, с увеличением зазора можно ожидать возрастания общего дисбаланса ротора, что соответствующим образом должно отразиться на регистри-

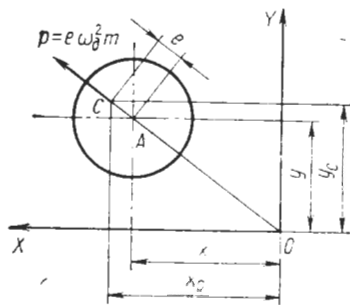


Рис. 55. Схема для балансировки ротора

инерции M_i . Чаще всего в реальных конструкциях эти сосредоточенные нагрузки приходятся на одно и то же сечение вала. В расчете принимают диски компрессора и турбины тонкими, имеющими большую массу. Поэтому вследствие наличия сил инерции они будут действовать как сосредоточенные сила и момент в месте их установки на валу. В свою очередь, силу инерции вала схематизируют в виде распределенной нагрузки, являющейся, в частности, функцией площади поперечного сечения вала F_v и плотности материала вала ρ_v . Такую распределенную нагрузку на определенном участке вала обозначают $m(z)$. При сравнительно больших диаметрах вала вследствие инерции поворота его элементов появляется распределенная нагрузка от момента $M(z)$.

Колебания, причиной которых являются статическая и динамическая неуравновешенность вала, — наиболее часто встречающийся случай вынужденных колебаний в машинах роторного действия.

Статическую неуравновешенность вала или начальную статическую неуравновешенность определяют смещением e центра тяжести сечения относительно геометрической оси вала. На практике эта величина может быть либо оценена по допуску на статическую балансировку, либо задана. Принимая во внимание выводы об общем дисбалансе ротора, величину дисбаланса при статической неуравновешенности следует определять, учитывая влияние радиального зазора. Очевидно, что увеличение зазора обуславливает повышение степени статической неуравновешенности.

Динамическую неуравновешенность в конечном итоге можно привести к двум неуравновешенным силам, приложенным в двух сечениях вала и действующим в двух плоскостях, проходящих через ось вращения. В самом общем случае это будет обобщенная интенсивность неуравновешенных сил, расположенных в двух плоскостях. Рассмотрим одну из таких плоскостей.

Если смещение e (рис. 55) лежит в плоскости, проходящей

руемых параметрах вибросигнала. Таким образом, можно рассматривать общий дисбаланс, который будет зависеть от степени неуравновешенности ротора и радиального зазора в подшипниках.

Колебания неуравновешенного ротора турбокомпрессора. Для вывода уравнения колебаний ротора турбокомпрессора, имеющего дисбаланс, рассмотрим виды встречающихся нагрузок. К ним относятся сосредоточенная сила инерции Q_i и момент сил

через оси вращения и линию прогиба ротора OA (что можно предположить для упрощения выкладок), то при вращении вала координаты центра тяжести диска можно определить по формулам

$$x_c = x + e \cos \omega_d t;$$

$$y_c = y + e \sin \omega_d t,$$

где x и y — координаты упругой линии вала; ω_d — угловая скорость вращения диска.

При прецессировании к вращающемуся валу приложены силы и моменты, которые в прямоугольной системе координат имеют вид

$$\left. \begin{aligned} q_x &= -m_{\Sigma} \ddot{x}_c; & M_x &= -M_{\Sigma x} \ddot{\beta}_v + M_{\Sigma z} v_c \omega_3 \dot{\alpha}_v; \\ q_y &= -m_{\Sigma} \ddot{y}_c; & M_y &= -M_{\Sigma y} \ddot{\alpha}_v + M_{\Sigma z} v_c \omega_3 \dot{\beta}_v, \end{aligned} \right\} \quad (90)$$

m_{Σ} — обобщенная масса, которая включает распределенную и сосредоточенную массу; M_{Σ} — обобщенная моментная нагрузка; α_r и β_v — углы поворота сечения вала ротора в пространстве; ω_3 — угловая скорость выделенного элемента вала вокруг своей оси симметрии; v_c — коэффициент скорости, принимающий любые значения, т. е. $-\infty < v_c < \infty$.

Внося в уравнения (90) значения координат x_c и y_c , получим

$$q_x = -m_{\Sigma} \ddot{x} + \omega_3^2 m_{\Sigma} e \cos \omega_3 t;$$

$$q_y = -m_{\Sigma} \ddot{y} + \omega_3^2 m_{\Sigma} e \sin \omega_3 t.$$

Третье и четвертое уравнения системы (90) останутся без изменений.

Проводя дальнейшие преобразования, получим выражение для изгибающего момента вала, возникающего вследствие статической и динамической неуравновешенности.

Для случая $v_c = 1$ (диски вращаются вместе с валом) получим

$$M(z) = EJy'' = \omega_3^2 \left(\int_0^z dz \left(\int_0^z \rho_v F y dz + \sum_{i=1}^i m_i y_i \varepsilon_i + \right. \right. \\ \left. \left. + \sum_{i=1}^i J_{di} y'_i \varepsilon_i + \int_0^z dz \left(\int_0^z \rho_v F e dz + \sum_{i=1}^i m_i e_i \varepsilon_i \right) \right) \right),$$

где J — геометрический момент инерции; J_{di} — диаметральный момент инерции; ε_i — единичная функция,

$$\varepsilon_i = \begin{cases} 0 & \text{при } z \leq z_i; \\ 1 & \text{при } z > z_i. \end{cases}$$

Следовательно, общая неуравновешенность ротора в каком-либо сечении эквивалентна возмущающей сосредоточенной силе, приложенной к центру тяжести сечения вала, при его колебаниях с частотой, равной угловой скорости.

Основываясь на этом выводе, можно предположить, что оценку изменения общей неуравновешенности ротора можно определять при измерении уровня вибрации корпуса турбокомпрессора, поверхность которого является наиболее приемлемым местом установки вибропреобразователей. Несомненно, что влияние дисбаланса должно сказаться на характере протекания взаимосвязанных собственных колебаний системы корпус — ротор — основание. Спектр таких колебаний является составной частью общего спектра колебаний корпуса турбокомпрессора.

Расчет собственных форм и частот рассматриваемого агрегата является довольно сложной задачей, и целесообразность его проведения будет определяться положительным решением о принципиальной возможности установления изменения дисбаланса по параметрам общей вибрации корпуса турбокомпрессора.

Согласно проведенному анализу возмущающих воздействий и особенностей протекания колебательных процессов их можно аппроксимировать моделью квазиполигармонического процесса с шумовой компонентой:

$$x(t) = \sum_{k=1}^n A_k(t) \cos(k\omega_0 t - \varphi_k(t)) + \Psi(t),$$

где $A_k(t)$ — случайная, медленно (по сравнению с $T_k = 2\pi/(\omega_0 k)$) меняющаяся огибающая узкополосного процесса; $k\omega_0$ — средние частоты узкополосного процесса; ω_0 — циклическая роторная частота; $\varphi_k(t)$ — случайная, медленно меняющаяся фаза; $\Psi(t)$ — шумовая компонента с равномерным спектром в рассматриваемом диапазоне частот.

Экспериментальная проверка влияния общего дисбаланса ротора на параметры вибрации корпуса турбокомпрессора. Исследования были проведены на турбокомпрессоре ТК23С-41. Основу принципа диагностирования составляло аналоговое сопоставление спектрограмм вибрации силового корпуса турбокомпрессора, снятых в различных точках, для исходного (эталонного) технического состояния и состояния с измененным дисбалансом ротора и зазором в подшипниках турбины и компрессора. Варианты технического состояния турбокомпрессора с соответствующими значениями структурных параметров приведены ниже:

вариант	A*	B	C	D
зазор в подшипнике компрессора, мм	0,24	0,35	0,35	0,24
зазор в подшипнике турбины, мм	0,24	0,35	0,35	0,24
дисбаланс ротора, г·см	2	2	32	32

* Эталон.

Запись спектрограмм проводилась в диапазоне 80...20 000 Гц. Методикой проведения эксперимента предусматривалась запись средних квадратических значений виброускорений силового корпуса турбокомпрессора в различных точках (рис. 56). Крепление акселерометра осуществлялось механическим способом на гладкой и плоской поверхности корпуса турбокомпрессора. Регистрация спектрограмм выполнялась при номинальном режиме работы двигателя (частоте вращения коленчатого вала $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 100 \%$ и частоте вращения ротора $n_p = 28 000 \text{ мин}^{-1}$).

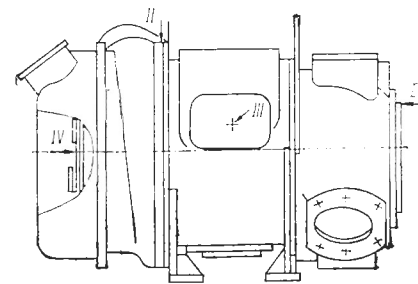


Рис. 56. Расположение точек I—IV крепления акселерометра

В результате проведенного эксперимента получены спектрограммы вибрации корпуса турбокомпрессора (рис. 57) в точках I—IV (см. рис. 56). Для наглядности на рис. 52 изображены только информативные участки спектра, на которых видны различия значений уровней вибрации $\bar{a}$. Как и следовало ожидать, на полученных спектрограммах имеются характерные пики, которые соответствуют основной гармонической составляющей роторной частоты ($f_p = 467,7 \text{ Гц}$). Необходимо отметить, что абсолютное значение уровней вибрации в точках I и IV (аксиальное направление) заметно больше, чем в точках II и III (радиальное направление). Это можно объяснить различиями жесткостных характеристик и степеней демпфирования корпусных деталей турбокомпрессора. Для оценки степени разброса значений опытных данных было проведено несколько замеров значений уровней вибрации для эталонного состояния (рис. 57, заштрихованные участки).

Характерной особенностью для всех спектрограмм является наличие ярко выраженного отличия уровней вибрации на дискретной составляющей роторной частоты f_p , которое тем значительней, чем больше дисбаланс. Кроме дискретной составляющей необходимо выделить непрерывный участок спектра 400...2000 Гц. На этом участке имеется существенное различие уровней вибрации. Практически во всем указанном диапазоне наибольший уровень относится к максимальным значениям дисбаланса D_p и зазора Δ_p . Однако однозначную градацию уровней относительно изменения только зазора или только дисбаланса дать нельзя.

Следует рассмотреть также спектрограммы на участке 100...150 Гц. В данном диапазоне имеются характерные резонансные пики. Отличительным является тот факт, что с измене-

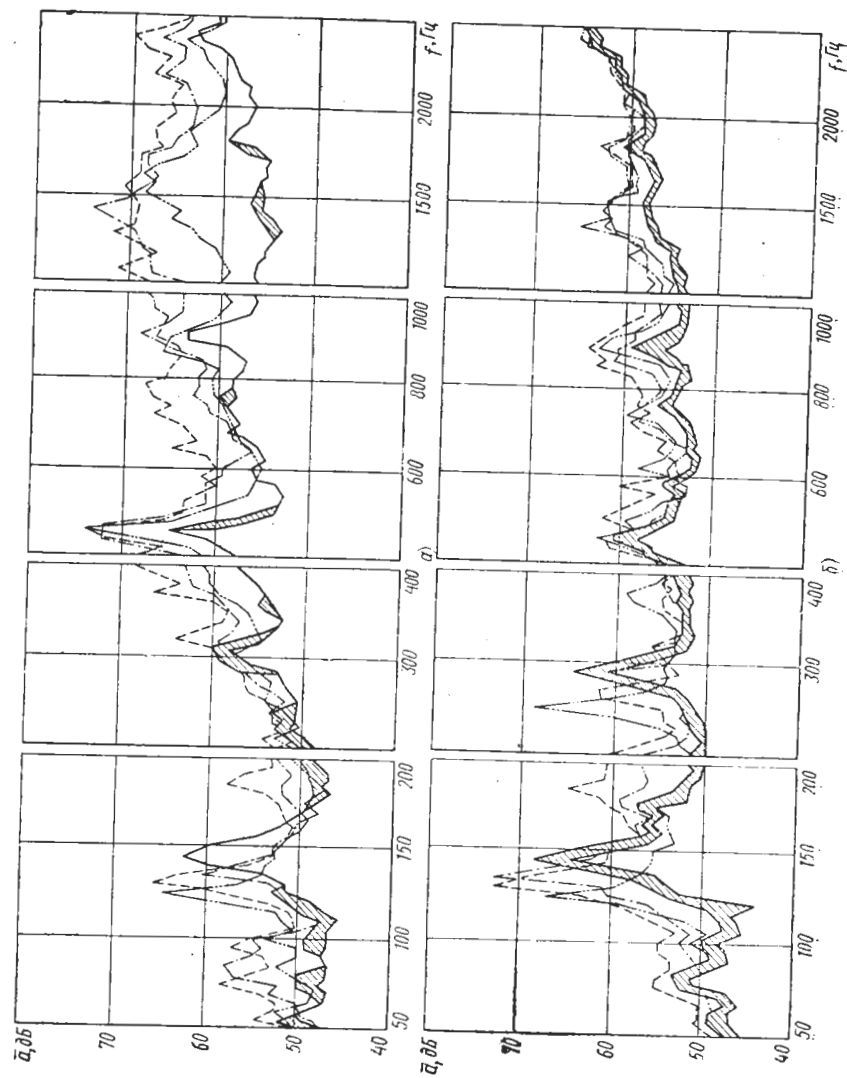
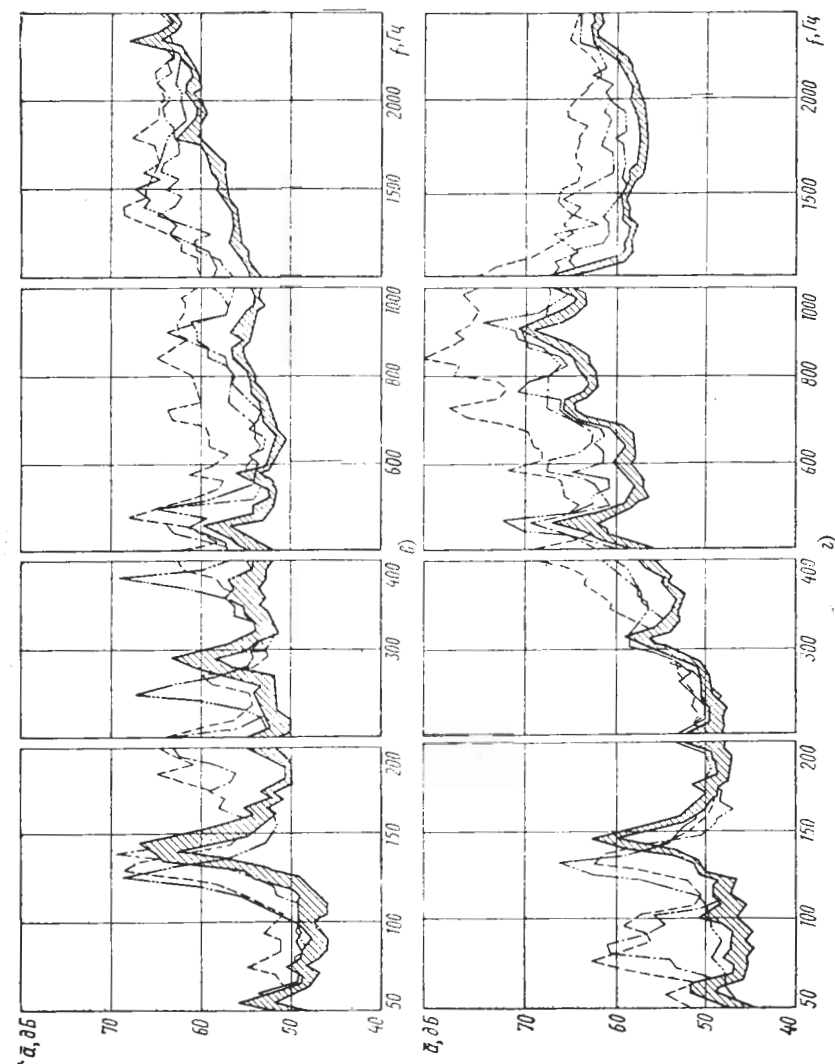


Рис. 57. Спектрограммы
вибрации корпуса турбо-
компрессора:
а-2 — соответственно
точкам I-IV (см. рис.
56); — $D_p = 2$ г·см,
 $\Delta p = 0,2$ см; — $D_p = 0,35$ см;
 $\Delta p = 32$ г·см; — $D_p = 32$ г·см,
 $\Delta p = 0,2$ см; — $D_p = 0,35$ см;
 $\Delta p = 32$ г·см, $\Delta p = 0,35$ см



нием технического состояния элементов конструкции турбокомпрессора происходит смещение наблюдаемых пиков по оси частот в сторону уменьшения. Причем для спектрограмм, снятых во всех точках, наблюдается определенная последовательность расположения этих пиков. Наибольшее смещение характерно для состояния В. Затем следует пик при максимальных зазоре и дисбалансе (состояние С). Наименьшее смещение от пика, принадлежащего исходному состоянию, наблюдается для увеличенного дисбаланса и нормального зазора (состояние D).

На основании полученных результатов можно утверждать, что с увеличением зазора в подшипнике происходит смещение частоты возбуждения колебаний ротора в сторону уменьшения. Реакцией на это возбуждение является низкочастотная вибрация корпуса турбокомпрессора в диапазоне 100...150 Гц.

Для оценки влияния дисбаланса на смещение частоты возбуждения необходимо решить задачу об устойчивости вращающегося ротора, который опирается на подшипники скольжения.

Таким образом, полученные спектры вибраций силового корпуса турбокомпрессора, отражающие интенсивность и характер основных динамических воздействий в агрегате, несут определенную диагностическую информацию о степени неуравновешенности ротора и изменении зазора в подшипниках.

Частотный состав записанных спектров и уровни их составляющих в основном определяются особенностями конструкции турбокомпрессора и местом расположения вибропреобразователя. Из анализа спектрограмм, записанных для нормального состояния, следует, что спектр вибраций является статистически устойчивой характеристикой турбокомпрессора. Однако для окончательного утверждения этого факта необходима оценка коэффициента вариации амплитуд уровней спектральных составляющих для данного типа турбокомпрессора.

Анализ спектрограмм показал также, что информацию о степени неуравновешенности ротора несут значения уровней дискретных составляющих, соответствующих основной гармонике роторной частоты. Информативностью обладает непрерывный участок спектра 400...2000 Гц. Из сравнения уровней вибрации для этого диапазона видно, что наибольшая информативность и виброактивность проявляются в аксиальном направлении турбокомпрессора в зоне турбины. Однако для использования полученных результатов в диагностических целях необходим значительный статистический набор спектрограмм, зарегистрированных для нескольких моделируемых состояний. Это позволяет определить разрешающую способность метода интегральной оценки вибросостояния силового корпуса турбокомпрессора.

Заслуживает внимания рассмотрение явления смещения дискретных составляющих в низкочастотном диапазоне (100...150 Гц) с изменением зазора в подшипнике.

IV. СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ДИЗЕЛЕЙ

В настоящее время исследователи занимаются вопросами разработки, создания и экспериментальной проверки систем технического диагностирования (СТД) транспортных дизелей большой мощности.

Работы по созданию СТД тепловозных и судовых двигателей начаты сравнительно недавно и находятся на стадиях разработки и экспериментальной проверки [13]. Их реализация направлена на решение важных задач [68] создания унифицированных систем автоматизации дизельных агрегатов с использованием средств диагностирования, создания комплексных систем автоматического безразборного диагностирования.

Основной вывод, который можно сделать при анализе проводимых работ в области диагностирования судовых дизелей, — широкое применение параметрических методов [13, 17, 18, 50, 68].

Принципы построения систем технического диагностирования

Существует множество принципов, по которым осуществляется классификация систем. Рассмотрим классификацию, позволяющую дифференцировать СТД в зависимости от класса дизелей и требований, предъявляемых к ним в эксплуатации. В основу такой классификации положено разделение на два вида диагностирования:

функциональное, предусматривающее диагностический контроль оборудования без вывода его из эксплуатации. В качестве контрольных назначают эксплуатационные режимы работы оборудования;

тестовое, предусматривающее вывод диагностируемого объекта из эксплуатации и контроль параметров установки при подаче на нее специального внешнего воздействия.

Для функциональных систем выделяют две группы их исполнения: в первой группе (базовой) сбор информации ведется на установке, а обработка — на ЭВМ, расположенной в отрыве от установки; во второй группе (бортовой) сбор и обработка

информации происходят непосредственно на установке. В зависимости от группы системы длительность интервала эксплуатации между диагностированиями различна. При базовой СТД проведение работ осуществляется по регламенту через значительные промежутки времени. СТД, расположенная на борту судна, тепловозе и т. д., позволяет увеличить частоту проведения диагностического контроля.

В СТД применяют универсальные и специализированные, встроенные и съемные средства диагностирования. Сравнительная простота и доступность средств со съемными устройствами измерения сигналов явилась причиной разработки и применения методов косвенной оценки технического состояния энергетических установок по термогазодинамическим параметрам. Однако увеличение объема диагностической информации о техническом состоянии установки требует применения новых оригинальных методов и специальной диагностической аппаратуры.

Применение децентрализованной модульной СТД позволяет осуществлять оценку состояния отдельных локальных объектов (узлов или агрегатов дизеля). Преимущество модульных принципов аппаратурной реализации состоит в том, что при этом можно размещать модули в любом месте машинного отделения и, кроме того, отпадает необходимость в наличии ЭВМ. Каждый из модулей содержит микропрограмму и строится по принципу датчик (группа датчиков) — микромодуль — средство представления информации. При необходимости модули могут быть скомпонованы в систему и выполнять различные функции, например, контролировать износ цилиндропоршневой группы, процесс впрыскивания и др.

Однако в случае применения модульной системы следует учитывать, что она не обладает гибкостью, присущей ЭВМ, и не способна дать оценку состояния объекта диагностирования в целом. Объем информации о техническом состоянии объекта и уровень ее достоверности зависит от совершенства СТД.

Независимо от аппаратурного обеспечения обработки информации диагностический анализ предусматривает следующее:

- определение отклонений измеряемых параметров;
- вычисление параметров технического состояния узлов и агрегатов дизеля и сравнение полученных величин с их эталонными значениями;
- определение изменения параметров установки и экономический расчет целесообразности проведения работ по восстановлению их первоначальных значений.

В качестве средств представления информации в автоматизированных СТД применяют цифропечатающие устройства, газоплазменные дисплеи, осциллографы и т. д. В большинстве применяемых СТД в отдельную группу выделены средства представления информации, включающиеся при появлении сиг-

нала, свидетельствующего об аварийных отклонениях параметров технического состояния механизма. Опыт эксплуатации СТД энергетических установок невелик, поэтому в литературных источниках мало сведений об их экономической эффективности.

Особенности систем технического диагностирования

Система диагностирования тепловозных дизелей. Система разработана Омским институтом инженеров железнодорожного транспорта, предназначена для оценки технического состояния дизелей 2Д100 и 10Д100. В зависимости от пробега локомотива проводится полный цикл диагностирования или частичное определение параметров технического состояния. С помощью средств диагностирования выполняется регулировка и регистрация всех параметров, характеризующих состояние дизель-генераторных установок на каждом ремонте. Концентрация металлов в масле определяется через 4—5 тыс. км, измерение параметров, характеризующих состояние цилиндропоршневой группы и топливной аппаратуры, через 50...60 тыс. км, измерение параметров, лимитирующих работоспособность (нагар в полости охлаждения поршня, уровень вибраций, зазоры в трущихся парах), через 100...110 тыс. км.

В системе предусмотрен диагностический контроль не только по параметрам, характеризующим состояние цилиндропоршневой группы и топливной аппаратуры, но и по параметрам, определяющим экономичность, состояние трущихся пар и теплонапряженность узлов.

При разработке системы была установлена последовательность измерения параметров при выполнении диагностических операций. Параметры, определяющие техническое состояние дизеля, дифференцированы на обобщающие параметры дизеля, поузловые, частные и вспомогательные параметры. При диагностировании выделенные группы параметров измеряются в указанной последовательности. Сначала измеряются мощность дизеля и удельный расход топлива и делается заключение о теплотехническом состоянии дизеля. Затем по цилиндровой мощности определяется состояние каждого цилиндра, и только при выявлении неисправных цилиндров проверяются частные параметры (максимальное давление сгорания, температура отработавших газов, давление сжатия, подача топливных насосов, объем камеры сжатия и фактический угол или геометрический угол опережения впрыскивания топлива).

Вспомогательные параметры измеряются в том случае, если в результате диагностирования по этой схеме неисправность не была обнаружена. Тогда проверяются параметры наддувочного воздуха, давление впрыскивания топлива, состояние воздушного тракта и компрессионных колец. В системе использо-

ван оригинальный способ нагружения дизель-генератора при диагностировании. Для реализации способа диагностируются два дизель-генератора, один из которых работает на нагрузочном режиме, второй — по программе. Мощность механических потерь второго дизеля используется для нагружения первого. При отключении части цилиндров работающего дизеля мощность цилиндра можно повышать до номинального значения.

Использование этого способа нагружения дизеля открывает широкие перспективы применения виброакустических методов диагностирования, так как при прокручивании коленчатого вала дизеля отсутствуют вибрации, вызываемые рабочим процессом.

Система «Дата Тренд». В системе «Дата Тренд» диагностическим контролем охвачены следующие группы узлов дизеля: цилиндропоршневая группа; система турбонаддува (турбокомпрессор; воздушные фильтры и охладители); охладители воды и масла; топливная аппаратура.

В основу системы положен расчет параметров технического состояния основных узлов дизеля по данным, снимаемым при диагностировании. Эти показатели (КПД турбокомпрессора, коэффициент теплопередачи теплообменника и др.) сравнивают с эталонными значениями. Сравнение измеряемого и эталонного диагностического параметра позволяет судить о техническом состоянии узла. Определение тенденции изменения параметра состояния заключается в экстраполяции изменяющихся во времени величин.

Регистрация данных для вычисления показателей технического состояния и анализ тенденции их изменения проводятся периодически. Индексирование рабочего процесса дизеля и изменения давления впрыскивания осуществляется один раз в неделю. Для контроля быстро развивающихся неисправностей в системе предусмотрен непрерывный контроль отдельных параметров и аварийная сигнализация.

Для измерения всех параметров, кроме давлений в цилиндре и топливном трубопроводе высокого давления, в системе «Дата Тренд» используются датчики производства фирмы Аутроника.

Контроль технического состояния деталей цилиндропоршневой группы осуществляется методом измерения температур в характерных точках деталей. Температура измеряется при помощи хромель-алюмелевых термопар специальной конструкции, установленных в глухих отверстиях на расстоянии 7 мм от рабочих поверхностей. Точки замера находятся на крышке цилиндров и в верхней части цилиндровой втулки.

Плотность прилегания колец контролируется по сигналу индуктивного датчика, установленного заподлицо с рабочей поверхностью гильзы цилиндра в нижней ее части. Давление газов в цилиндре индексируется периодически, причем пьезоэлектрический датчик давления в процессе диагностирования переносится последовательно с одного цилиндра на другой.

Одновременно применяется датчик угла поворота коленчатого вала для синхронизации измерений давления. За один поворот коленчатого вала регистрируется 90 значений давления в цилиндре и определяется его среднее значение за три оборота.

Для диагностирования системы турбонаддува используются датчики обычных типов. Температура газов измеряется с помощью хромель-алюмелевых термопар, а воздуха — платиновыми термисторами. Для измерения давлений применяются датчики, основанные на использовании трубки Бурдона с индуктивным датчиком перемещения. Места установки датчиков в системе наддува и их количество выбраны таким образом, чтобы полученные данные позволили вычислить следующие величины; расход продувочного воздуха; КПД турбины; КПД компрессора; коэффициент теплопередачи воздухоохладителя; перепады давления на воздухоохладителе и фильтре.

Температура рабочих сред измеряется также в системах охлаждения и смазочной для вычисления коэффициентов теплопередачи охладителей воды и масла.

Для диагностирования топливной аппаратуры измеряется давление впрыскивания в зависимости от угла поворота коленчатого вала и положение рейки топливного насоса. Давление впрыскивания определяется при помощи пьезоэлектрического датчика давления, который, так же как и датчик давления в цилиндре, в процессе диагностирования переносится с одного цилиндра на другой.

В системе «Дата Тренд» используются пьезоэлектрические датчики давления в цилиндре и в трубопроводе высокого давления, изготавливаемые серийно. Положение рейки топливного насоса регистрируется с помощью обычного потенциометра.

Кроме диаграммы давления впрыскивания топлива, работа насосов высокого давления контролируется по показаниям расходомера, температуре топлива в расходомере, температуре топлива перед насосом, плотности и температуре топлива на денсиметре.

В состав системы «Дата Тренд» входит ЭВМ. Она предназначена для обработки информации, получаемой от датчиков, и накопления в памяти информации по диагностическому контролю. ЭВМ выполняет обработку диаграмм изменений давления в цилиндре дизеля и топливном трубопроводе высокого давления по углу поворота коленчатого вала для получения следующих данных: среднецилиндрового давления; давления сжатия; максимального давления цикла; давления расширения в точке 50° после ВМТ; момента начала горения топлива; момента, соответствующего максимальному давлению цикла; скорости нарастания давления впрыскивания; давления открытия иглы форсунки; максимального давления впрыскивания; момента начала впрыскивания; продолжительности впрыскивания.

В памяти ЭВМ хранятся данные об исходном техническом

состоянии диагностируемых узлов и агрегатов. В диагностический анализ, проводимый ЭВМ, входит вычисление отклонений измеренных параметров от их эталонных значений и сопоставление полученных отклонений с предельно допустимыми отклонениями, значения которых вводятся в память машины оператором.

Кроме того, определяется тенденция изменения отклонений во времени и предполагаемое время достижения параметром своего предельного значения.

Система контроля и диагностирования СС-10. Система изготовляется датской фирмой СТЛ для судовых дизелей. Для диагностического анализа в системе СС-10 используется принцип отклонения параметров за установленные пределы. Сбор информации о возникновении и развитии возможных отказов осуществляется с помощью 256 датчиков.

Система обеспечивает контроль состояния следующих узлов дизеля: цилиндропоршневой группы; воздушных и газовых трактов, включая турбокомпрессоры и охладители воздуха, а также контроль потока воздуха и газа; топливной аппаратуры, включая систему впрыскивания топлива с фиксацией его расхода, распределения нагрузки по цилиндрам, мощности дизеля; вспомогательных систем дизеля (насосов, охладителей).

Для замера параметров технического состояния деталей цилиндропоршневой группы применяются специальные датчики температуры, которые устанавливаются в гильзе цилиндров на различной глубине, вплоть до непосредственного контакта с поршневыми кольцами (поверхностные термодпары).

Наряду с оценкой технического состояния втулки цилиндра по температуре в системе СС-10 определяется износ цилиндров. Устройство измерения основано на принципе пленочного резистора.

Состояние поршневых колец определяется по сигналу поверхностной термодпары в момент прохождения мимо нее кольца. Термометрирование крышки и цилиндра в сочетании с другими параметрами обеспечивает оценку тепловой напряженности.

В результате индицирования находят среднее индикаторное давление, давление конца сжатия и максимальное давление сгорания. Для диагностирования агрегатов турбонаддува в системе СС-10 используются методы контроля термогазодинамических параметров.

Контроль работы топливной аппаратуры осуществляется измерением максимального давления впрыскивания, цикловой подачи и расхода топлива. Определяется также мощность каждого из цилиндров в отдельности и дизеля в целом.

Для диагностирования агрегатов систем охлаждения и смазки проводятся измерения величин, необходимых для вычисления их КПД.

Для обработки поступающей информации в системе преду-

смотрена ЭВМ, состоящая из двух микрокомпьютеров. В ЭВМ заложены программы обработки данных по отдельным диагностируемым узлам и переработки этих результатов как интегральной части всего объекта. ЭВМ выполняет следующие операции: сравнение измеренных значений величин с эталонными; диагностический анализ с определением причин появления критического состояния; запоминание измеренных значений диагностических параметров; определение тенденции изменения диагностических параметров с целью выбора рациональных сроков ремонтно-профилактических воздействий.

Результаты диагностического анализа о характере, месте и рекомендациях по устранению отказа выводятся на табло. На мнемосхеме высвечиваются узлы, по которым появляется такая информация. Для записи данных используются два касетных магнитофона.

Системы СС-10 рассматриваются как дополнение к системе централизованного контроля судового оборудования.

Система «ВИДЕК». В системе «ВИДЕК» [1] для диагностирования судовых механизмов применен принцип отклонений. Практическая его реализация предусматривает непрерывное слежение за изменением тепломеханических и вибрационных показателей. Отклонение значений характеристик от эталонных значений выявляется по параметрам, изменяющимся при ухудшении характеристик механизмов. Информация, получаемая с помощью системы, позволяет установить агрегат или элемент судовой энергетической установки, вызывающий общее изменение эффективности ее работы, размеры этого изменения и дополнительные расходы, которые возникнут при продолжении эксплуатации дефектного агрегата, и время появления отказа.

При эксплуатации энергетической установки, оснащенной системой «ВИДЕК», диагностирование проводится каждые 24 ч работы установки. При этом выводимая на печатающее устройство информация отражает работу установки в 24-часовой период, предшествовавший диагностированию. Эта информация может быть представлена по требованию оператора в любой момент эксплуатации установки.

При отклонении любого параметра за установленные пределы включается аварийное печатающее устройство, на котором отображается работа механизма за истекшие 24 ч. Это дает представление о развитии отказа и его характер.

Анализ вибрации основывается на определении отклонения действительного уровня вибрации оборудования от эталонного, определяемого для нормальных условий его эксплуатации. Эталонный уровень вибраций определяется во время испытаний и первого рейса судна. Для облегчения обработки информации, получаемой от акселерометров, всю контролируемую область частот делят на полосы, группы полос и зоны, а также используют параметры, рассчитанные для всей области частот. Метод

дами вибрационного контроля в системе «ВИДЕК», охвачено 25 узлов и агрегатов (электроприводные механизмы, турбины, насосы, генераторы и редукторы). Анализ вибраций осуществляется путем сбора и обработки сигналов 104 датчиков вибрации (акселерометров), установленных непосредственно на механизмах. Датчики последовательно подключаются мультиплексором к обрабатывающим блокам. Каждому датчику отведен отдельный канал мультиплексора.

Для оценки технического состояния узлов и агрегатов паротурбинной установки по теплотехническим параметрам используются следующие показатели: внутренний КПД турбины низкого давления и величина потерь на выходе; внутренний КПД турбины высокого давления и давление пара в первой ступени; коэффициент теплопередачи и температура насыщения главного конденсатора; температуры уходящих газов, питательной воды на входе, коэффициент нагрузки парогенератора; КПД котельного вентилятора; удельный расход пара на 1 кВт и нагрузка турбогенератора. Аналогичным образом оценивается техническое состояние других агрегатов и систем.

Информация для вычисления характеристик технического состояния агрегатов и узлов снимается 124 датчиками измерения теплотехнических величин. Результаты теплотехнического анализа используются при вычислении комплексного параметра эксплуатационных затрат.

Обработка сигналов от датчиков в системе ведется в блоках предварительной обработки. В таком блоке сгруппированы датчики, передающие устройства, приборы первичной обработки сигнала и источники их питания для каждого контролируемого механизма.

Предварительно обработанные сигналы с акселерометров обрабатываются в препроцессоре. Дальнейшая обработка вибросигналов, а также сигналов датчиков теплотехнических величин осуществляется центральным процессором, который может работать в двух режимах выработки базовых уровней и в оперативном режиме.

При работе в оперативном режиме выполняются следующие операции: определение времени, по истечению которого ожидается аварийное отклонение уровней вибрации; проверка на «время до аварии» и расчет теплотехнических параметров, характеризующих техническое состояние узлов и агрегатов; сравнение текущих значений параметров с эталонными и определение стоимости эксплуатации при отклонении определенных параметров от исходных значений.

Информация представляется на ленте печатающего устройства и катодно-лучевом индикаторе. Любое отклонение параметра фиксируется автоматически аварийным печатающим устройством.

Разработчики системы считают, что эффективность ее ис-

пользования зависит от применения на судах многоцелевых ЭВМ, позволяющих кроме решения задач диагностирования энергетической установки выполнять ряд функций по определению оптимальных режимов и условий эксплуатации всего судна в целом.

Система «СЕДС». Система создана швейцарской фирмой Зульцер [71] для диагностирования нового ряда дизелей PND и M. В системе использованы новые методы измерения величин, необходимых для диагностического контроля технического состояния дизеля.

Оценка технического состояния механизмов энергетической установки осуществляется сравнением измеряемых и вычисляемых величин с их эталонными значениями. Контроль параметров работы дизеля и запись их изменений проводятся непрерывно. Запись на ленту происходит также периодически через промежутки в 4 ч. Она дает возможность проследить развитие неисправности во времени и является основой для прогнозирования остаточного ресурса агрегата.

Основное внимание в определении технического состояния элементов конструкции дизеля уделено цилиндропоршневой группе, ее теплонпряженности и износу. Для определения тепловой нагрузки используются термоэлементы, два из которых расположены в крышке цилиндра и четыре — в верхней части гильзы. По показаний термоэлементов судят о процессе сгорания и состоянии распылителя форсунки.

Для оценки износа поршневых колец в нижней части гильзы цилиндра устанавливаются два индуктивных датчика прилегания колец.

Контроль технического состояния турбонагнетателя, охладителя наддувочного воздуха, элементов топливной аппаратуры проводится на основе измеренных параметров рабочих сред, а также нагрузки, частоты вращения коленчатого вала, расхода топлива, давления впрыскивания, параметров газа до и после цилиндра. Ведется определение давлений p_c и p_z с ориентацией по углу поворота кривошипа. Полученные результаты сравниваются с аварийными значениями.



Обработка информации в системе ведется техническими средствами измерения и предварительной обработки данных, записи данных на ЭВМ, связи «машина — человек» (рис. 58).

Предварительная обработка первичной информации выполняется в машинном отделении в связи с ненадежностью передачи сигналов низкого напряжения на значительные расстояния. По этой причине блоки предварительной обработки располагают вблизи двигателя. Сигналы передаются к центральному блоку на расстоянии до 400 м.

Центральный блок представляет собой свободно программируемую ЭВМ. Обработка информации в нем ведется по трем группам программ. Первая группа включает программу DATA — для измерения и контроля работы датчиков, блоков предварительной обработки и периферийных устройств. Вторая группа программ охватывает процесс диагностического анализа по трем программам:

INSTANT (мгновенные значения) — определения важнейших показателей двигателя в данный момент времени;

TREND (тенденция) — определения функциональных и структурных изменений по мере эксплуатации дизеля;

CONSOLE (пульт) — обеспечения работы средств представления информации и записи данных эксплуатационного режима и аварийных сигналов.

Третья группа — программа HELP (помощь) предназначена для сбора данных и определения дефектов датчиков, блоков предварительной обработки сигналов и выдачи рекомендаций по обслуживанию системы диагностирования дизеля. При выходе из строя датчика его сигнал не учитывается в процессе обработки информации.

Представление информации осуществляется с помощью цифровых устройств, экранов и сигналов тревоги и предупреждения (лампочки). При аварийном сигнале загорается лампочка в соответствующем месте пульта и печатаются сообщения. Сигналы тревоги классифицируются по срочности требуемых мер, степень срочности определяется цветом лампочки.

Диагностический комплект МГ-1. Комплект предназначен для контроля состояния деталей цилиндропоршневой группы и состоит из следующих основных частей: комплекта датчиков измерения температуры крышки цилиндра и стенки втулки цилиндра; комплекта индуктивных датчиков прилегания поршневых колец к втулке цилиндра; измерительного блока температуры; осциллографа для наблюдения за работой поршневых колец.

Оценка технического состояния проводится путем сравнения измеренных значений параметров с эталонными. Номограммы для определения эталонных значений температуры деталей цилиндропоршневой группы разработаны с использованием математической модели и поставляются вместе с комплектом.

Комплект предназначен для диагностирования цилиндропоршневой группы. Однако анализ температуры дает представление о характере процесса сгорания и косвенно характеризует техническое состояние форсунки и топливного насоса.

Каждый датчик температуры имеет свой усилитель, в котором предусмотрена компенсация холодного спая. Усиленный сигнал обрабатывается в анализаторе тепловой нагрузки, который состоит из аналого-цифрового преобразователя, цифровых индикаторов, стрелочного прибора температур и аварийных сигналов. Анализатор оборудован системой самоконтроля и защиты. Он многократно измеряет температуру и записывает ее в блок памяти. Сравнение текущих значений температуры деталей цилиндропоршневой группы с их эталонными значениями позволяет оценить техническое состояние и прогнозировать остаточный ресурс двигателя.

Информация представляется на экране осциллографа показаниями стрелочного прибора температуры и цифровой индикацией.

Система «Чильдет-СМ». Электронная система сбора и обработки данных о техническом состоянии дизеля разработана шведской фирмой ACEA.

Информация по измерению параметров рабочего процесса может быть получена за истекшие 6 ч, а по измерению температуры гильзы цилиндра — за 24 ч.

Основное внимание в системе уделено контролю состояния цилиндропоршневой группы. Износ поршневых колец оценивается по сигналам индуктивного датчика, регистрирующего плотность их прилегания к гильзе цилиндра. Для этого в цилиндрической втулке установлен датчик, изменяющий свое сопротивление по мере ее изнашивания. Износ деталей, уплотняющих надпоршневое пространство, контролируется также по измерениям температуры втулки цилиндра в ее верхней части.

Для контроля смазывания и качества поверхности трущихся пар в системе использованы поверхностные термодатчики.

Техническое состояние топливной аппаратуры позволяет оценить информацию о характере протекания процесса сгорания в цилиндре, для регистрации которого в системе применяется индуктивное датирование.

Для оценки состояния турбокомпрессора измеряется количество подаваемого воздуха по перепаду давлений на всасывающем патрубке.

Обработка информации осуществляется, в основном, рядом модулей, что позволяет применять ее для различных дизелей.

Для обработки аналоговых сигналов, поступающих от модулей, служит специальный микроанализатор с фиксированной программой. При анализе полученные значения температуры сравниваются с измеренной ранее устойчивой величиной. Локальные кратковременные повышения температуры деталей

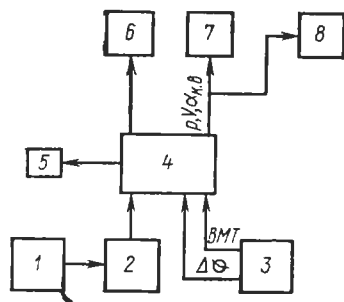


Рис. 59. Структурная схема анализатора фирмы Гамильтон Стандарт:

1 — датчик давления; 2 — усилитель; 3 — датчик угла поворота коленчатого вала; 4 — компьютер; 5 — стробоскоп; 6 — печатающее устройство; 7 — осциллограф; 8 — двухкоординатный самописец

Конструкция анализатора фирмы Гамильтон Стандарт позволяет получить на цифровом табло индикаторную мощность и среднее эффективное давление по каждому цилиндру.

На осциллографе или координатном самописце может быть получена зависимость давления в цилиндре от времени, угла поворота коленчатого вала или хода поршня. Информация представляется также на ленте печатающего устройства или экране осциллографа.

Анализатор предназначен для диагностирования двух- и четырехтактных дизелей с максимальным давлением сгорания до 13,3 МПа и частотой вращения коленчатого вала до $n = 300 \text{ мин}^{-1}$.

Комплект диагностической аппаратуры ТК-УНИТ. Комплект предназначен для диагностирования цилиндропоршневой группы. Однако в этом комплекте охват элементов конструкции дизеля диагностическим контролем шире. Дополнительно контролируются давление в цилиндре дизеля и топливном трубопроводе высокого давления, а также момент срабатывания иглы форсунки.

Оценка тепловой нагрузки в области камеры сгорания выполняется с учетом причин, вызывающих рост теплонапряженности: несоответствие качества топлива; изменение технического состояния элементов топливной аппаратуры; ухудшение технического состояния агрегатов системы воздухообеспечения. В системе применены поверхностные термомпары для контроля износа трущихся пар или нарушения условий смазывания. Датчики давления в цилиндре дизеля и давления впрыскивания в процессе диагностирования переносятся с одного цилиндра на другой.

цилиндропоршневой группы из диагноза автоматически исключаются.

Информация представляется на цифровом индикаторе, экране осциллографа и на экране дисплея.

Анализатор двигателей фирмы Гамильтон Стандарт. Разработанный американской фирмой анализатор является одной из первых систем контроля и диагностирования двигателей внутреннего сгорания [1]. Он состоит из портативного цифрового компьютера, синхронизатора, усилителя, индикатора и датчиков давлений и угла поворота коленчатого вала. Структурная схема анализатора показана на рис. 59.

Обработка информации ведется двумя малогабаритными компьютерами. Первый компьютер предназначен для текущей обработки информации и управления. Второй компьютер включается автоматически при возникновении нарушений в работе дизеля. Он используется также для контроля работы системы, подготовки данных оператору и является резервным на случай отказа первого компьютера. Информация обслуживающему персоналу представляется на трех цифровых индикаторах, экране электронно-лучевой трубки и печатается на телетайпе.

Система «Дизельдак». Система разработана шведской фирмой АСЕА. По выполняемым функциям и аппаратурным решениям система аналогична системе «Дата Тренд».

Интерес представляют датчики давления в цилиндре, использующие магнитострикционный эффект. Они не требуют охлаждения и пригодны для длительной работы в цилиндре. В связи с этим отпадает необходимость переноса датчика из цилиндра в цилиндр.

Система «Пед». Система разработана фирмой СЕМТ Пилстик (Франция) для диагностирования среднеоборотных дизелей. Отличительной особенностью системы является охват диагностическим контролем, кроме деталей цилиндропоршневой группы, топливной аппаратуры и агрегатов воздухообеспечения, рамовых подшипников коленчатого вала и выпускных клапанов. Состояние рамовых подшипников коленчатого вала контролируется по его перемещениям, регистрируемым индуктивными датчиками.

Обработка информации в системе осуществляется мини-ЭВМ.

Система «ДЕТС». Система рассчитана на работу в диапазоне частот вращения коленчатого вала $20...750 \text{ мин}^{-1}$. Один комплект аппаратуры может обслуживать два двигателя с числом цилиндров до 20 и может быть применен практически на любом дизеле, скорость вращения коленчатого вала которого лежит в установленных пределах.

В системе «ДЕТС» давление в цилиндре и в топливном трубопроводе высокого давления измеряется при помощи переносимых с цилиндра на цилиндр датчиков. Данные, необходимые для определения величин, характеризующих рабочий процесс дизеля и работу топливной аппаратуры, вводятся оператором в моменты, указанные системой. Эта система не относится непосредственно к диагностической. Она дает, по мнению ее разработчиков, достаточно хорошую информацию о техническом состоянии топливной аппаратуры и о качестве рабочего процесса в его цилиндрах.

Система МХМС-5800. Система разработана американской фирмой Ендевко. В системе широко используются физические методы для диагностирования широкого класса механизмов (центробежных и осевых компрессоров, паровых и газовых турбоагрегатов, редукторов, центробежных насосов и т. п.).

В качестве первичных преобразователей в системе применяются индуктивные датчики, термодатчики, терморезисторы и акселерометры, комбинации которых зависят от особенностей механизма.

Представляет интерес использование в системе индуктивных датчиков для измерения радиальных и осевых смещений вала при изнашивании подшипников. Индуктивные датчики устанавливаются попарно и генерируют электрические сигналы, пропорциональные смещению вала. Для наиболее нагруженных подшипников скольжения в системе используется метод измерения температур вкладышей.

Для легких турбоагрегатов, в которых энергия колебаний вала рассеивается в виде вибраций, используются методы виброакустического контроля.

Вторичные преобразователи средства логической обработки сигнала выполнены в виде отдельных модулей. Модуль строится по принципу первичный преобразователь — вторичный преобразователь — средства логической обработки сигнала — устройство представления информации. Во втором варианте логические и вычислительные операции со всех каналов выполняются общей ЭВМ.

В обоих вариантах имеется защитный релейный модуль, который при поступлении аварийного сигнала генерирует управляющее воздействие на объект диагностирования.

Комплекс средств диагностирования фирмы Мак (ФРГ). Комплекс состоит из датчиков, центрального блока первичной обработки информации и вспомогательной аппаратуры. Он предусматривает охват диагностическим контролем, кроме основных узлов дизеля, вспомогательных устройств (насосов, фильтров, теплообменников).

Представляет интерес аппаратура для измерения крутящего момента дизеля с помощью тензодатчиков, наклеенных на промежуточный вал. Четыре тензодатчика собираются в мостовую схему и подключаются к трансмиттеру, вырабатывающему переменный ток с частотой, изменяющейся в зависимости от крутящего момента. Трансмиттер установлен на валу, и вырабатываемые им сигналы с помощью бесконтактного емкостного устройства передаются в усилитель — преобразователь. Выходное напряжение преобразователя подается на цифровой индикатор.

Эта же аппаратура может быть использована для измерения крутильных колебаний. В этом случае выходной сигнал подается на осциллограф.

Интересен метод измерения момента начала впрыскивания. Для этого разработан специальный датчик, установленный на верхнем торце корпуса форсунки. В момент удара иглы о корпус датчик вырабатывает сигнал, включающий контур отсчета времени. Одновременно включается стробоскоп, вырабатывающий импульс в момент совмещения отметки ВМТ на маховике

с неподвижной стрелкой. Этим импульсом прекращается отсчет времени с момента начала впрыскивания.

Эффект от применения предложенного комплекса средств диагностирования заключается в том, что оценка технического состояния оборудования может быть выполнена точнее, чем имеющимися на судах приборами. В результате удастся избежать ряда контрольных вскрытий механизмов.

Система «Меком». Система разработана норвежской фирмой Статроник. В ней осуществляется непрерывный или часто повторяющийся замер параметров, необходимых для определения показателей технического состояния. Определяются и сравниваются с эталонными значениями уровень вибрации механизмов, температуры подшипников, температуры деталей цилиндропоршневой группы, параметры воздуха на впуске и газов на выпуске.

Программа, реализуемая в ЭВМ, позволяет рассчитать КПД агрегатов, коэффициенты теплопередачи и т. д.

Для сохранения информации, накопленной в памяти ЭВМ, в аварийных ситуациях предусмотрены аккумуляторные батареи.

V. ОСНОВЫ ПОСТРОЕНИЯ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

Анализ отказов

Надежность определяется совокупностью ряда количественно оцениваемых свойств объекта и в том числе безотказностью, долговечностью, ремонтпригодностью.

Выявление фактического состояния дизеля и его узлов в любой момент эксплуатации и своевременное принятие необходимых мер по поддержанию технического состояния, обеспечивающих высокие технико-экономические показатели, входят в круг важнейших задач диагностирования. Диагностирование позволяет не только определять показатели надежности, но и влиять на них. Это означает, что диагностированием должны быть охвачены в первую очередь те узлы, агрегаты и системы, которые существенным образом влияют на упомянутые показатели. С этой целью необходимо использовать данные о распределении отказов, определив целесообразную глубину проникновения системы диагностирования в конструкцию дизеля.

Используя параметр потока отказов λ_i i -го конструктивного подразделения дизеля, а также величину потерь p_i в связи с отказом и затрат $З_{вi}$ на его восстановление, можно оценить относительную «весомость» каждого отказа (узла или агрегата) среди других:

$$\bar{B}_i = \frac{(P_i + З_{вi}) \lambda_i}{\sum_1^m (P_i + З_{вi}) \lambda_i}, \quad (91)$$

где m — число анализируемых структурных подразделений.

Ранжируя их по величине $\bar{B}_i$, получим ряд убывающих по важности элементов конструкции. Таким образом, можно осуществить выбор объема диагностирования.

Однако в некоторых случаях оценка целесообразности диагностирования конкретного конструктивного подразделения дизеля по величине $\bar{B}_i$ может оказаться недостаточной. Для окончательного решения необходимо осуществить анализ тяжести последствий при отказе конкретного элемента конструкции $K_{отк i}$. При введении этого параметра выражение (91) при-

Таблица 6

Конструктивное подразделение	Причина отказа	$K_{отк i}$
Поршневой комплект	Закоксовывание компрессионных колец, трещины и прогар днища, нагар на поверхности головной части, задир Отложения в полости охлаждения Износ колец и юбки	4 1 . . . 3 2 . . . 4
Втулка цилиндра	Задир зеркала, трещины, свищи Отложения на поверхности со стороны охлаждения Износ зеркала	4 1 . . . 3 1
Крышка (головка) цилиндра	Отложения на огневой поверхности, в полости охлаждения Трещины огневой поверхности Отложения нагара во впускном патрубке	1 . . . 3 4 2
Турбокомпрессор	Отложения на поверхности колеса компрессора Отложения на поверхности колеса турбины, закоксовывание уплотнений Износ подшипников Обгорание лопаток турбины, структурные изменения в материале колеса турбины	2 2 2 . . . 3 3
Воздушный фильтр	Засорение	1
Впускной ресивер	Отложения	1
Охладитель наддувочного воздуха	Отложения в воздушных каналах, на поверхности охлаждения	1 . . . 2
Маслоотделитель в системе вентиляции картера	Отложения	1 . . . 2
Форсунка	Закоксовывание отверстий распылителя, размывание отверстий распылителя, зависание иглы, неплотность прилегания иглы к запирающему конусу, поломка пружины	2 . . . 3
Топливный насос высокого давления	Износ и задир плунжерной пары, поломка пружины нагнетательного клапана	2

Продолжение табл. 6

Конструктивное подразделение	Причина отказа	$K_{отк i}$
Топливная трубка высокого давления	Негерметичность, трещины	3 . . . 4
Насос подачи масла	Поломка зубьев Износ подшипников	3 . . . 4 2 . . . 4
Фильтр грубой (тонкой) очистки масла	Отложения	2 . . . 4
Охладитель масла	Отложения со стороны охлаждающей и охлаждаемой сред	2 . . . 3
Механизм газораспределения	Неплотность прилегания фасок клапанов и седел Поломка клапанных пружин Увеличение теплового зазора	2 2 . . . 4 1 . . . 2
Коленчатый вал	Износ Задир шеек	1 . . . 4 4
Вкладыши коренных и шатунных подшипников	Износ Выплавление, выкрашивание, задиры	1 . . . 4 4
Демпфер коленчатого вала	Потеря герметичности	4
Регулятор	Нарушение регулировки	3

мет вид

$$\bar{B}_i = \frac{K_{отк i} (P_i + 3_{в i}) \lambda_i}{\sum_{i=1}^m K_{отк i} (P_i + 3_{в i}) \lambda_i}.$$

В табл. 6 приведены ориентировочные величины тяжести последствий после отказа конкретных устройств дизеля. Все отказы подразделены на четыре категории. С ростом тяжести последствий отказа возрастает соответствующая величина $K_{отк i}$. В основу такого деления отказов положены следующие соображения. Отказ конкретного конструктивного i -го подразделения, определяемый величиной $K_{отк i}=1$, означает нарушение его работоспособности, но не приводит к потере работоспособности дизеля в целом. При $K_{отк i}=2$ возможна эксплуатация дизеля в течение определенного времени, однако при этом технико-экономические показатели не отвечают требованиям технической

документации. Величина $K_{отк i}=3$ узла или агрегата свидетельствует о полной потере работоспособности и невозможности даже кратковременной эксплуатации дизеля. $K_{отк i}=4$ означает, что такой отказ связан с тяжелыми последствиями и значительными затратами на восстановление.

Общие требования к системам технического диагностирования

При разработке СТД следует использовать опыт создания автоматизированных систем управления теплотехническим процессом испытаний двигателей (АСУ ТП ИД). На основе сопоставления выполняемых АСУ ТП ИД [16] и СТД функций можно установить значительное сходство в принципах их построения и структурно-логических связях. К наиболее общим подразделениям обеих систем необходимо отнести: средства измерения и преобразования сигналов; управление двигателем; программное обеспечение; электронно-вычислительную технику; устройства записи, хранения и представления информации; сигнализацию и защиту.

Различия могут заключаться в содержании измеряемых и вычисляемых параметров и показателей. К числу таких показателей относятся: мощность; частота вращения; расход топлива; давление и температура воздуха и газов; теплосбалансовые составляющие и т. д. Аналогичные данные измеряются и в СТД. Однако в них предусмотрены измерения только тех информативных параметров, которые являются диагностическими или на основе которых формируются диагностические параметры. Как свидетельствует анализ измеряемых параметров сходных программ, различия имеют непринципиальный характер.

Все расширяющиеся задачи АСУ ТП ИД приводят к увеличению количества и состава измеряемых статических и быстроменяющихся параметров.

Созданная японской фирмой система предусматривает измерение концентрации компонентов CO_2 , CO , CH_4 , O_2 и др. с последующей оценкой коэффициента избытка воздуха. Время испытаний при установившемся режиме с определением состава газов не превышает 3 мин [16].

Опыт эксплуатации АСУ ТП ИД позволяет заимствовать многие положительные решения при создании СТД. При этом задачи, решаемые системами технического диагностирования, имеют свои особенности. Они связаны с тем, что испытуемый дизель не выводится из эксплуатации. Структурная компоновка СТД определяется типом двигателя, возможностями или требованиями размещения СТД, шириной охвата диагностированием узлов, агрегатов и систем дизеля и глубиной проникновения в них при оценке технического состояния. Все эти и другие

вопросы приводят к необходимости разработки требований к СТД дизелей.

Наиболее общие принципы, которым должны отвечать современные СТД, следующие.

1. Система функционального технического диагностирования должна представлять комплекс находящихся в структурной и функциональной взаимосвязи оборудования и приборов, предназначенных для приема, обработки, хранения и выдачи информации о состоянии двигателя в любой момент времени без нарушения режима его эксплуатации.

2. Создание СТД должно быть предварено техническими обоснованиями уровня структурных подразделений конструкции двигателя, подлежащих диагностированию (глубина диагностирования).

3. Выбор объема и конкретизация контролируемых элементов конструкции (широта охвата), а также количество объединенных данной системой энергетических установок должны быть определены по результатам экономической оценки.

4. Выбор методов контроля для принятых к диагностированию структурных подразделений конструкции двигателя должен быть обоснованным.

5. В соответствии с избранным методом должны быть проведены теоретические, расчетно-экспериментальные или опытные исследования по выбору количества информативных параметров, достаточных для формирования диагностического параметра и полного описания структурных параметров.

6. Комплекс методов и методик математического описания технического состояния элементов конструкции должен быть представлен в виде локальных алгоритмов, объединенных в общий с полным охватом поступающей первичной информации.

7. При создании СТД должна быть предусмотрена возможность изменения объема информации в сторону увеличения, уменьшения или замены. Это возможно в результате реализации принципа модульного (блочного) построения и унификации элементов СТД, измеряющих и обрабатывающих однотипные параметры.

8. Назначенный для диагностирования контрольный режим (режимы) должен быть технически обоснованным для получения наиболее полной и представительной информации в пределах принятого объема контроля.

9. При диагностировании должны быть приняты меры для сведения к минимуму флуктуации параметров контрольного режима.

10. При выборе методов для реализации в СТД могут быть приняты любые (физические, химические и т. д.) не нарушающие структурного и функционального взаимодействия комплекса СТД — двигатель — потребитель и его элементов методы, обеспечивающие достоверность результатов при приемлемых

быстродействию и сложности получения и обработки первичной информации.

11. СТД должна предусматривать информацию о характере изменения структурных подразделений энергетической установки и их остаточном ресурсе, поиск и локализацию отказа на уровне, предусмотренном глубиной диагностирования.

12. В СТД должен быть реализован принцип периодического действия. Периодичность действия системы оценивается по результатам совместной работы СТД — двигатель в конкретных условиях эксплуатации и может изменяться с целью улучшения эффективности эксплуатации энергетической установки.

13. СТД должна быть обеспечена устройствами контроля ее функционирования.

14. Восстановление работоспособности системы после ее отказа не должно сопровождаться изменением режима работы двигателя или его остановкой.

15. Для получения невысокой (построечной) стоимости изготовления СТД целесообразно применение вычислительной техники специального или специализированного типа.

16. Основные требования к СТД должны быть установлены организацией — разработчиком и создателем энергетической установки, определяющей сферу ее применения. В технической документации должны быть предусмотрены места под установку первичных устройств измерения.

17. СТД должна быть автоматической. Однако на первичных стадиях создания и развития СТД допустимо создание автоматизированных систем с наличием программ и устройств ручного ввода информации.

18. Уровень погрешности измерения диагностических параметров и результирующей выходной информации должен быть технически выполнимым и экономически оправданным.

Принципы структурного построения систем технического диагностирования

Различают следующие типы систем: бортовые, стационарные, комбинированные. Основным принципом бортовой системы является максимальное приближение двигателя и СТД, их неразрывная конструктивная связь, функционирование как единого целого в любой момент эксплуатации.

Стационарная система предусматривает ее закрепление на предприятиях со значительным количеством подвижных средств с энергетическими установками, для которых применение бортовых систем экономически нецелесообразно. Сюда можно отнести железнодорожные депо, предприятия автомобильного транспорта, речного флота, морского флота, имеющие в наличии малогабаритный состав двигателей сравнительно небольшой мощности.

Комбинированная СТД занимает промежуточное положение. В ней могут быть предусмотрены сбор и первичная обработка информации на борту подвижного средства. Установление диагноза и прогноз осуществляются в результате передачи информации на базисное подразделение СТД.

Для тепловозных дизелей приемлемой является стационарная СТД. При таком решении одна СТД может обеспечивать диагностирование значительного количества дизелей тепловозов. Это позволит получить более существенный экономический эффект.

Решение о типе СТД для судовых дизелей в отличие от тепловозных не может быть однозначным. Оно зависит от ряда факторов: габаритов, необходимых для СТД, и возможности высвобождения пространства для нее; наличия в других системах судна ЭВМ и ее резервов; типа дизеля, оборудуемого системой диагностирования (главный, вспомогательный и др.); количеством энергетических установок, обслуживаемых данной СТД; соотношением затрат постройки и эксплуатации СТД и ожидаемого экономического эффекта эксплуатации данного дизеля.

При сравнении возможностей реализации СТД для судовых и тепловозных дизелей однотипной конструкции или близкой размерности оказывается, что для первых приемлемы бортовые и комбинированные системы. При этом должны быть учтены технические и экономические аспекты решаемой задачи.

Система технического диагностирования включает следующую аппаратуру:

- приема диагностических сигналов от соответствующих структурных подразделений дизеля (первичные преобразователи);

- усиления и преобразования сигналов в унифицированный сигнал (вторичные преобразователи);

- ввода сигнала в вычислительное устройство (устройство связи с объектом);

- собственно вычислительное устройство, обеспечивающее расчеты по заранее разработанным алгоритмам и позволяющее обрабатывать информацию с целью установления диагноза, получения прогностических данных, хранения информации;

- представления информации (печатающее устройство, дисплей);

- пульт управления СТД, обеспечивающий ее включение и выключение, вызов необходимой информации;

- ручного ввода информации;

- питания СТД электроэнергией (от сети 220 В, 50 Гц или автономных источников энергии и т. д.);

- преобразования электроэнергии в соответствии с потребностями отдельных контуров СТД;

- защиты информации при прекращении питания;

- аварийных источников электроэнергии;

контроля функционирования самой СТД.

Согласно ГОСТ 20417—75 устанавливаются следующие виды системы диагностирования по используемым средствам: с универсальными и специализированными средствами. В системах с универсальными средствами диагностирования значения сигналов в каналах связи должны быть стандартизованы или унифицированы. В дальнейшем будем пользоваться термином первичная аппаратура, имея в виду первичные и вторичные преобразователи.

В соответствии с информацией, предусмотренной создаваемым алгоритмом, необходимо осуществлять измерение следующих величин: температуры среды (воздуха, продуктов сгорания, картерных газов, масла, воды); давления среды (воздуха, продуктов сгорания, картерных газов, масла, воды); состава среды (продуктов сгорания, газов в картере, воздуха на впуске дизеля); расхода среды (воздуха, продуктов сгорания, картерных газов, топлива, масла, воды); частоты вращения (коленчатого вала, ротора турбокомпрессора); виброакустических характеристик (перемещения, скорости, ускорения, уровня шума); содержания элементов металла в продуктах износа в масле и отложениях. В зависимости от задач, решаемых локальными алгоритмами, требуется измерение мгновенных или осредненных значений перечисленных величин. Последнее формирует определенные характерные требования к создаваемой аппаратуре приема и преобразования сигнала, например, быстродействие и др.

Первичная аппаратура может быть стационарной, т. е. устанавливаемой на конкретный объект на весь период эксплуатации (с учетом ресурса). При этом должно быть предусмотрено исполнение, обеспечивающее демонтаж первичной аппаратуры на работающем двигателе. При невозможности выполнить это условие допускается применение встроенной аппаратуры, демонтируемой только при разборке диагностируемого узла, агрегата, системы (допустимо в исключительных случаях); переносной, предназначенной для демонтажа и установки на другой объект в процессе диагностирования; смешанной, в которой предусмотрено применение встроенной и переносной первичной аппаратуры.

Математическое обеспечение представляет собой комплекс взаимосвязанных программ, реализующих алгоритмы диагноза, приведения, сравнения, комментариев (рекомендаций), накопления, прогноза. В технической документации каждого дизеля, подвергаемого диагностированию, должен быть полный объем диагностических параметров, соответствующих его (дизеля) исходному состоянию, приведенных к стандартным условиям окружающей среды (т. е. эталонные параметры).

Математическое обеспечение должно предусматривать наличие данных о предельных значениях диагностических парамет-

ров. Должно быть обеспечено определение мгновенных значений диагностических параметров и оценка технического состояния диагностируемых элементов в любой момент эксплуатации. Алгоритмы и программы оценки остаточного ресурса узла, агрегата и т. д. или выхода технического состояния за допустимые пределы должны иметь вывод на регистрацию (печать или индикацию). Должно быть предусмотрено накопление и хранение 5...15 последовательно замеряемых значений каждого из диагностических параметров с указанием времени наработки в моменты их замеров.

Обработка данных для оценки остаточного ресурса (прогноз) ведется не менее чем по пяти последним замерам. Однако программа может обеспечивать поиск оптимального полинома с сокращением количества используемых точек. При автоматической регистрации измеряемых параметров используемая в СТД ЭВМ должна иметь устройства связи с объектом.

Ввод исходных данных осуществляется автоматически. Для некоторых информативных параметров допускается ручной ввод.

Информационно-вычислительное устройство СТД должно строиться по модульному принципу с максимальной унификацией однотипных узлов для обеспечения компактности, легкости замены, возможности наращивания или сокращения связанных с выходом из строя или изменения объема и содержания диагностической информации.

В конструкции СТД должно быть предусмотрено: представление результатов диагноза и прогноза через цифровую печать, а также в буквенно-цифровой видеозаписи; устройство защиты накопленных данных в случае перерыва в питании; автоматическое устройство перевода СТД на автономное питание от индивидуального источника электроэнергии; устройство ручного ввода определяемых отдельно диагностических и других необходимых параметров; устройство замера времени работы СТД.

В конструкции дизеля должны быть предусмотрены места под установку и крепление первичных преобразователей сигналов в соответствии с алгоритмом и программой диагностирования. Выбор мест для установки первичных преобразователей должен осуществляться с учетом сохранения неизменными (при их установке) процессов в сопряженных средах и состояния конструкции. Места под установку преобразователей должны обеспечивать легкий доступ к последним. Они определяются таким образом, чтобы первичные преобразователи, будучи установленными, не представляли помех для обслуживания и регулировок других узлов и агрегатов.

Конструкция узлов крепления первичных преобразователей должна обеспечивать легкий монтаж — демонтаж без остановки дизеля. При наличии встроенных первичных преобразователей, демонтаж которых не может быть осуществлен без разборки

узлов дизеля, в конструкции последнего необходимо предусматривать решения, обеспечивающие надежную работу устройств измерения.

Конструктивные решения узлов и систем дизеля должны обеспечивать защиту устройств измерения от помех, искажающих результаты измерений.

Экономическая оценка систем технического диагностирования

Повышение надежности при улучшении эффективности — актуальная задача. Ее решение в современных условиях возможно различными способами, в том числе применением технического диагностирования. Однако бессистемное насыщение объекта средствами для получения информации о состоянии его подразделений может привести к необоснованным решениям. Обоснованием может служить экономическая оценка суммарного эффекта, определяемого снижением затрат на эксплуатацию и дополнительными затратами на систему объективной инструментальной оценки состояния в любой момент эксплуатации.

Необходимая количественная оценка может быть дана на основе анализа структуры затрат на эксплуатацию. Основные затраты на эксплуатацию дизеля составляют затраты на топливо и смазочные материалы, обслуживание и ремонт, заработную плату и затраты, связанные с простоем из-за отказов.

Применение диагностирования позволяет улучшить экономичность дизеля вследствие поддержания состояния агрегатов и систем на высоком техническом уровне. Экономия топлива может быть оценена по формуле

$$\Delta Z_{\text{тд}} = c_{\text{т}} \Delta \eta_{\text{ед}} G_{\text{т.р}},$$

где $c_{\text{т}}$ — стоимость топлива; $G_{\text{т.р}}$ — расход топлива за полный ресурс дизеля; $\Delta \eta_{\text{ед}}$ — приращение эксплуатационного КПД вследствие применения диагностирования.

Аналогично для масла

$$\Delta Z_{\text{мд}} = c_{\text{м}} G_{\text{м}} \Delta_{\text{мд}},$$

где $c_{\text{м}}$ и $G_{\text{м}}$ — стоимость и расход масла за полный ресурс; $\Delta_{\text{мд}}$ — доля относительного уменьшения расхода масла в связи с диагностированием.

Профилактические работы регламентируются техническими условиями на эксплуатацию. Узлы, агрегаты и системы, охватываемые диагностированием, подвергаются воздействиям для восстановления функций только при достижении предельно допустимого состояния. С учетом указанного эффект будет определяться разницей этой части затрат для недиагностируемого и

диагностируемого дизеля:

$$\Delta Z_{\text{пд}} = \sum_1^q (c_{i\text{п}} K_{i\text{п}} - c_{i\text{пд}} K_{i\text{пд}}),$$

где q — число диагностируемых подразделений дизеля; $c_{i\text{пд}}$ и $c_{i\text{п}}$ — стоимость профилактических работ однотипных диагностируемых и недиагностируемых подразделений при их количестве соответственно $K_{i\text{пд}}$ и $K_{i\text{п}}$.

Затраты на ремонт складываются из затрат, определенных регламентом и связанных с внезапными отказами. При проведении расчетов считают, что внезапные отказы диагностируемых подразделений исключаются. Эффект от снижения затрат на ремонт

$$\Delta Z_{\text{рд}} = (c_{\text{ср}} - c_{\text{ср.д}}) K_{\text{ср}} + (c_{\text{кр}} - c_{\text{кр.д}}) + \sum_1^{m-q} c_{\text{вр}} \lambda_p T_{\text{рес}}, \quad (92)$$

где $c_{\text{ср.д}}$ и $c_{\text{ср}}$ — стоимость среднего ремонта для диагностируемого и недиагностируемого дизеля; $c_{\text{кр.д}}$ и $c_{\text{кр}}$ — стоимость капитального ремонта для диагностируемого и недиагностируемого дизеля; m — общее количество подразделений дизеля; $c_{\text{вр}}$ — стоимость восстановления дизеля после внезапного отказа p -подразделения при параметре потока отказов λ_p ; $T_{\text{рес}}$ — полный ресурс дизеля.

Изменение заработной платы можно оценить, используя зависимость:

$$\Delta Z_{\text{зпд}} = (c_{\text{зпдвс}} (n_6 - n_d) + c_{\text{зпстд}} n_{\text{стд}} / M) T_{\text{рес}} / T_{\text{год}}, \quad (93)$$

где $c_{\text{зпдвс}}$ и $c_{\text{зпстд}}$ — среднегодовой фонд заработной платы одного работника из персонала, обслуживающего соответственно двигатель и СТД; n_6 и n_d — количество персонала, обслуживающего дизель при отсутствии СТД и при ее наличии; $n_{\text{стд}}$ — количество персонала, обслуживающего систему, при охвате одной системой M дизелей; $T_{\text{год}}$ — время работы в году.

Затраты, связанные с простоем дизеля, делятся на затраты, обусловленные регламентными, ремонтными работами, а также внезапными отказами, поиском и устранением причин. Снижение этой части затрат определяет дополнительную работу, произведенную дизелем. Можно считать, что в диагностируемых подразделениях нет внезапных отказов.

Эффект от дополнительно произведенной работы

$$\Delta Z_{\text{пр.д}} = c_{\text{пр}} \left(\sum_1^q (K_{i\text{п}} T_{i\text{п}} - T_{i\text{пд}} K_{i\text{пд}}) + K_{\text{ср}} (T_{\text{ср}} - T_{\text{ср.д}}) + (T_{\text{кр}} - T_{\text{кр.д}}) + \sum_1^q \lambda_p T_{\text{рес}} T_{\text{вр}} \right),$$

где $T_{i\text{пд}}$ и $T_{i\text{п}}$ — время профилактических работ при диагности-

ровании дизеля и без него; $T_{\text{ср.д}}$, $T_{\text{ср}}$ и $T_{\text{кр.д}}$, $T_{\text{кр}}$ — время соответственно среднего и капитального ремонтов дизеля при диагностировании и без него; $T_{\text{вр}}$ — время восстановления дизеля после внезапного отказа p -го подразделения.

Необходимо учесть дополнительные затраты на изготовление и эксплуатацию СТД:

$$c_{\text{стд}} = (c_{\text{п}} / N + c_{\text{и}} + c_{\text{р}} + c_{\text{э}}) / M,$$

где $c_{\text{п}}$, $c_{\text{и}}$ и $c_{\text{р}}$ — затраты соответственно на проектирование и эксплуатацию, изготовление и ремонт СТД.

Суммарный экономический эффект эксплуатации дизеля и СТД складывается из снижения абсолютных затрат на эксплуатацию дизеля и затрат, определяемых применением СТД:

$$\Sigma \Delta Z = (\Delta Z_{\text{тд}} + \Delta Z_{\text{мд}} + \Delta Z_{\text{пд}} + \Delta Z_{\text{рд}} + \Delta Z_{\text{з.пд}} + \Delta Z_{\text{пр.д}}) - c_{\text{стд}}.$$

Принципы, положенные в основу приведенной выше методики, позволили провести ориентировочный расчет рациональной системы диагностирования. Результаты расчета сведены в табл. 7 и представлены на графиках рис. 60. Для возможности некоторых последующих обобщений все численные значения затрат на эксплуатацию отнесены к первоначальной стоимости дизеля.

Учитывая широкие пределы изменения затрат на восстановление после отказа для дизелей различного класса и назначения, в табл. 7 для расчетов использованы крайние пределы величины $c_{\text{вр}}$.

Расчет основывался на ряде допущений, связанных с отсутствием необходимых опытных данных и невозможностью в настоящее время дать достоверную оценку различных характеристик СТД. Тем не менее в каждом случае выбора конкретных величин максимально использовался имеющийся опыт эксплуатации экспериментальных СТД отечественного и зарубежного производства. Таким образом, сделана попытка обеспечить возможно большую практическую ценность полученных данных.

Установлено, что применение СТД позволит снизить эксплуатационный расход топлива на 2...3%. Эти данные относятся к судовым дизелям большой мощности, техническое состояние которых меняется менее существенно (за равный промежуток

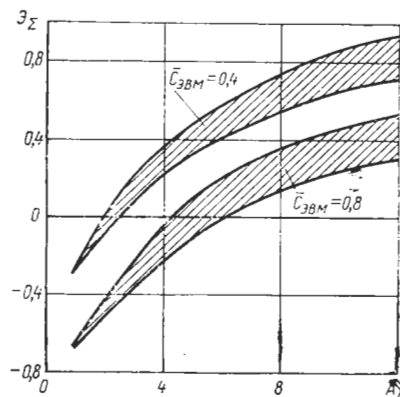


Рис. 60. Зависимость суммарного эффекта применения СТД от числа A_d диагностируемых конструктивных подразделений дизеля

Таблица 7

Ранг отказа	Конструктивные подразделения дизеля	Относительные затраты					
		плановые на регламентные работы	на восстановление после отказа		на запасные части		на простои
			плановые	неплановые	плановые	неплановые	
1	Коленчатый вал	0,006	0,006	0,025	0,007	0,01	0,003
2	Шатунно-поршневая группа	0,0036	0,025	0,075	0,007	0,003	0,001
3	Подшипники коленчатого вала	0,006	0,02	0,08	0,006	0,003	0,0015
4	Топливная аппаратура	0,01	0,006	0,01	0,006	0,002	0,001
5	Цилиндровый комплект	0,006	0,0015	0,005	0,007	0,003	0,0015
6	Турбокомпрессор	0,003	0,004	0,02	0,007	0,015	0,008
7	Активатор	0,0015	0,02	0,05	0,007	0,003	0,001
8	Природы	0,003	0,006	0,02	0,007	0,003	0,002
9	Головка блока (крышки) цилиндров	0,01	0,01	0,01	0,08	0,02	0,01
10	Регулятор	0,001	0,01	0,04	0,0005	0,0002	0,0004
11	Смазочная система	0,015	0,005	0,01	0,07	0,03	0,006
12	Система охлаждения	0,003	0,005	0,008	0,001	0,0005	0,0001
Относительная эффективность диагностирования							
Ранг отказа	Конструктивные подразделения дизеля	с учетом экономии топлива	суммарная	суммарная с учетом увеличения работ вследствие уменьшения простоя	$\bar{C}_{эм} = 0,4$		$\bar{C}_{эм} = 0,8$
					плановые	неплановые	
1	Коленчатый вал	0,0186	0,0186	0,17	0,17	0,19	0,68
2	Шатунно-поршневая группа	0,083	0,101	0,17	0,40	0,47	0,5
3	Подшипники коленчатого вала	0,083	0,184	0,17	0,634	0,763	0,43
4	Топливная аппаратура	0,112	0,296	0,43	0,896	1,03	0,28
5	Цилиндровый комплект	0,034	0,331	0,468	1,031	1,168	0,45
6	Турбокомпрессор	0,0545	0,385	0,538	1,135	1,228	0,07
7	Активатор	0,0254	0,41	0,594	1,21	1,394	0,16
8	Природы	0,0139	0,424	0,622	1,274	1,47	0,06
9	Головка блока (крышки) цилиндров	0,0635	0,488	0,585	1,388	1,585	0,19
10	Регулятор	0,0106	0,498	0,726	1,408	1,636	0,18
11	Смазочная система	0,0875	0,586	0,818	1,556	1,788	0,30
12	Система охлаждения	0,0167	0,602	0,837	1,602	1,837	0,32

Таблица 8

Назначение ДВС	Агрегатная мощность, кВт	Полный ресурс, ч
Тихоходные судовые и стационарные	$(15...40) \cdot 10^3$	$(50...100) \cdot 10^3$
Быстроходные судовые и тепловозные	$(1...3) \cdot 10^3$	$(20...35) \cdot 10^3$
Автомобильные средней быстроходности	До $1 \cdot 10^3$	$(8...10) \cdot 10^3$
Автомобильные быстроходные и тракторные	До $0,5 \cdot 10^3$	$(5...7) \cdot 10^3$

времени), чем двигателей других классов и назначения. Кроме того, в силу специфики эксплуатации рассматриваемых энергетических установок предусмотренные регламентом регулировочные и ремонтные работы проводят с соблюдением сроков и объемов.

По мере снижения агрегатной мощности и, следовательно, первоначальной стоимости, а также роста быстроходности уменьшается полный ресурс двигателя (табл. 8). Именно он определяет время, за которое происходит ухудшение состояния конструкции, приводящее к нецелесообразности дальнейшей эксплуатации в результате невосполнимых потерь, в том числе снижения экономичности.

Значительное снижение полного ресурса объясняется не только ростом механической напряженности, но и несвоевременным проведением регулировочных и ремонтных воздействий на техническое состояние. Не будет ошибкой утверждение, что улучшение экономичности быстроходных автомобильных и тракторных двигателей может достигать при применении СТД 8...10 %.

При проведении исследования было принято, что применение СТД улучшает эксплуатационную экономичность на $\Delta\eta_{ед} = 0,05$. Такое же значение имеет и $\Delta_{мд}$.

В настоящее время неизвестны такие величины, как стоимость профилактических работ $c_{i\text{мд}}$ диагностируемых элементов конструкции и количество профилактических воздействий $K_{i\text{мд}}$.

Поэтому при проведении расчетов они были приняты равными $c_{i\text{п}}$ и $K_{i\text{п}}$.

Применение технического диагностирования должно изменить объем и содержание, а следовательно, и стоимость среднего и капитального ремонтов. Однако такие данные пока отсутствуют, и поэтому принято

$$C_{ср} \approx C_{ср.д} \text{ и } C_{кр} \approx C_{кр.д.}$$

В результате уравнение (92) упрощается.

Согласно прогнозам одним из результатов применения СТД должно стать увеличение полного ресурса дизеля на 20...50 %.

Однако для этого необходима длительная совместная эксплуатация двигателя с СТД. Поэтому принято

$$T_{\text{рес}} \approx T_{\text{рес. д.}}$$

Предстоят исследования, которые позволят оценить необходимые изменения количественного и качественного состава персонала, обслуживающего двигатель и СТД, а также определить рациональное количество энергетических установок, сопряженных с ЭВМ. Поэтому принято, что $\Delta Z_{\text{э.пл}} = 0$.

При вычислении эффекта от снижения простоя $\Delta Z_{\text{пр.д}}$ учитывалось лишь последнее слагаемое в правой части уравнения (92).

Используемая в созданных СТД электронно-вычислительная техника, как правило, базируется на ЭВМ общего назначения. Поэтому стоимость СТД может достигать стоимости двигателей.

Однако технически возможно и экономически оправдано применение ЭВМ специального или специализированного назначения.

С учетом этого, а также того, что соотношение стоимости СТД и двигателя будет меняться в зависимости от назначения последнего, в табл. 7 представлены варианты решения при $\bar{C}_{\text{ЭВМ}} = 0,4$ и $0,8$.

Как видно из рис. 60, при высокой относительной стоимости ЭВМ положительный эффект достигается при большем количестве диагностируемых подразделений дизеля. Однако по мере увеличения этого количества может наступить момент, начиная с которого прирост суммарного эффекта не только прекратится, но и может стать отрицательным. Это означает, что дальнейшее расширение круга охватываемых диагностированием конструктивных подразделений дизеля экономически не оправдано.

Есть другой путь увеличения ΔZ . Он заключается в увеличении количества двигателей, обслуживаемых СТД. В этом случае первоначальная стоимость СТД распределяется между M двигателями с учетом типа первичных измерительных устройств (переносные, встроены и т. д.).

Предельно допустимое ухудшение технического состояния дизеля между профилактическими воздействиями

Эксплуатация дизеля по фактическому состоянию требует формирования заградительных параметров. Однако выявление и определение уровня технического состояния, ниже которого эксплуатация недопустима, осложняется следующими обстоятельствами:

отсутствием аналитических или расчетно-экспериментальных методов определения предельного состояния сопряжений, узлов, агрегатов;

наличием сложных функциональных связей между элементами конструкции;

необходимостью оценки предельных состояний (износов, искажения формы, состояния поверхности) без вскрытия объекта в условиях эксплуатации или в имитирующем режиме, так как прямые измерения после разборки не обеспечивают достоверных результатов.

Вследствие этого возникают трудности определения предельно допустимой, эквивалентной техническому состоянию, величины диагностического параметра. Одно из возможных решений может быть получено по результатам экономического анализа. В его основу положено сопоставление потерь в эксплуатации, связанных с ухудшением технического состояния и затрат на его восстановление.

В структуре эксплуатационных расходов основными являются затраты на топливо и смазочные материалы, обслуживание, ремонт, на запасные части и заработную плату обслуживающего персонала. Ухудшение технического состояния обуславливает возрастание расхода топлива и смазочных материалов, а поддержание его на определенном уровне определяет затраты на ремонтные, регулировочные работы и запасные части.

На этой основе можно сформулировать экономический критерий $K_{\text{д.эк}}$ предельно допустимого технического состояния: эксплуатация объекта целесообразна до тех пор, пока потери в эксплуатации, связанные с его ухудшением, не достигнут затрат на его восстановление, т. е.

$$K_{\text{д.эк}} = \Delta Z_{\text{гсм}j} / \Delta Z_{\text{в}j} \leq 1, \quad (94)$$

где $\Delta Z_{\text{гсм}j}$ — возрастание стоимости топлива и смазочных материалов в связи с ухудшением технического состояния на T_j интервале времени эксплуатации; $\Delta Z_{\text{в}j}$ — затраты очередного j -го восстановления объекта после его эксплуатации.

Изменение затрат на топливо и масло удобно представить следующими зависимостями:

$$\Delta Z_{\text{т}j} = 0,862 \cdot 10^{-3} c_{\text{т}} \left(\sum_1^i \frac{N_{ei} \tau_i}{\eta_{ei}} - \sum_1^i \frac{N_{ei} \tau_i}{\eta_{e0i}} \right) T_j, \quad (95)$$

где N_{ei} — эффективная мощность на конкретном i -м режиме при относительном времени работы на нем τ_i ; η_{e0i} и η_{ei} — эталонный

и соответствующий данному техническому состоянию эффективный КПД двигателя на i -м режиме; T_j — интервал времени от последнего $j-1$ профилактического воздействия до данного момента.

Изменение затрат на масло

$$\Delta Z_{mj} = 0,862 \cdot 10^{-3} c_m \left(\sum_1^i \frac{K_{mi} N_{ei} \tau_i}{\eta_{ei}} - \sum_1^i \frac{K_{mai} N_{ei} \tau_i}{\eta_{eoi}} \right) T_j,$$

где K_{mai} и K_{mi} — доля расхода масла по сравнению с топливом соответственно эталонная и текущая на i -м режиме.

В результате определения ΔZ_{Tj} и ΔZ_{mj} можно вычислить изменение затрат на топливо и смазочные материалы:

$$\Delta Z_{гсмj} = \Delta Z_{Tj} + \Delta Z_{mj}.$$

Затраты на восстановление определим, используя технические условия на эксплуатацию дизеля, профилактические $Z_{п}$ и ремонтные $Z_{р}$ работы и стоимость запасных частей:

$$Z_{vj} = \sum_1^{P_j} c_{jп} K_{jп} + \sum_1^{P_j} c_{jр} K_{jр} + \sum_1^{P_j} c_{мзч} K_{jзч},$$

где $c_{jп}$ — стоимость конкретных профилактических работ при их количестве $K_{jп}$ в интервале времени T_j ; $c_{jр}$ — стоимость ремонтных работ при их количестве $K_{jр}$; $c_{мзч}$ — стоимость запасного элемента конструкции при его потребности в данном виде ремонта и количестве $K_{jзч}$; P_j и P_j — количество профилактических и ремонтных операций.

Рассмотрим конкретное практическое решение на основе предложенного критерия $K_{д.зк}$. С этой целью формулу (94) представим в относительных величинах. Для предельного случая должно выполняться равенство $\Delta \bar{Z}_{гсмj} = \bar{Z}_{vj}$. Преобразуя уравнение (95), получим

$$\bar{\Delta Z}_{Tj} = \frac{\sum_1^i N_{ei} \tau_i / \eta_{ei}}{\sum_1^i N_{ei} \tau_i / \eta_{eoi}} - 1.$$

Каждая из входящих в уравнение сумм эквивалентна среднеексплуатационному расходу топлива для исходного (эталон-

ного) и данного технического состояния. На этой основе запишем уравнение в другом виде:

$$\Delta Z_{Tj} = \frac{1/\eta_{есрj} - 1/\eta_{еэ.ср}}{1/\eta_{еэ.ср}} = \frac{\Delta \eta_{есрj}}{\eta_{есрj}} \approx \frac{\Delta \eta_{есрj}}{\eta_{еэ.ср}},$$

где $\Delta \eta_{есрj}$ и $\eta_{еэ.ср}$ — абсолютное изменение за период T_j и исходное значение среднего эксплуатационного КПД дизеля.

VI. ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ АППАРАТУРЫ

Математическая модель и алгоритм как основа выбора измерительной аппаратуры

Выбор первичной аппаратуры определяется конкретной задачей и должен быть подчинен требованиям необходимой точности или допустимой погрешности конечных показателей, нахождение которых является целью конкретного диагностического контроля. Если не накладываются специально какие-либо ограничения на габаритно-массовые показатели, быстродействие, стоимость и другие параметры, то выбор не вызывает особых затруднений. Это в определенной степени относится к автоматизированным системам и любым стендам для испытания двигателей.

В первом случае круг решаемых задач определен специальными программами. С их помощью можно осуществить расчеты и обоснование допустимой погрешности измерения информативных параметров. Во втором случае — универсальность, определяемая разнообразием возникающих и решаемых задач, приводит к необходимости в каждом конкретном случае решать задачу о возможности (исходя из требуемой точности) применения имеющейся аппаратуры или ее замены.

Для создаваемых СТД выбор аппаратуры измерения затруднен в связи со специальными, достаточно жесткими требованиями по габаритно-массовым показателям, быстродействию, стоимости, простоте, наличию унифицированного выходного сигнала и др. Однако наличие алгоритмов и программ вычисления диагностических параметров существенно упрощает задачу расчета допустимой погрешности измерения параметров. В свою очередь, практическое применение разрабатываемых алгоритмов и методов во многом зависит от возможностей аппаратурного обеспечения и, в частности, — точности измерения.

Выбор измерительной аппаратуры без учета алгоритмов последующего вычисления искомых показателей и структуры применяемых расчетных уравнений может привести к весьма существенным погрешностям определения диагностических параметров.

Ниже на примере анализа формул коэффициента избытка воздуха показан способ выбора уравнения с целью уменьшения погрешности вычисления.

Для оценки коэффициента избытка воздуха применяют следующие формулы:

$$\alpha = \frac{N_2}{N_2 - 3,78 (O_2 - 0,5 (CO + H_2 + (n + m/4) C_n H_m))}; \quad (96)$$

$$\alpha = \left(\frac{(C/12) \mu_{п.с}}{CO_2 + CO + 1,87 \cdot 10^{-6} C_{nH_m}} + 9(1 - C) - 1 \right) \frac{1}{L_0}; \quad (97)$$

$$\alpha = \frac{21x - 0,06 O_{2изб}}{21x - O_{2изб}}; \quad (98)$$

$$\alpha = \frac{0,145(1 - CO)}{CO_2 + CO + 1,87 \cdot 10^{-6} C_{nH_m}} + 0,02; \quad (99)$$

$$\alpha = \frac{29(CO + CO_2)}{0,21 M_0 (CO_2 + CO + C_{nH_m})} \times \\ \times \left(\frac{C}{12} \frac{1 + 0,5CO + O_2}{1 + CO/CO_2} + 0,88 \frac{H}{3,5 + CO/CO_2} \right); \quad (100)$$

$$\alpha = \alpha_k \left(1 + \frac{O_{2вл}}{CO_{2вл} + 0,5(CO_{вл} + H_2O)} \right); \quad (101)$$

$$\alpha = G_s / (L_0 G_T), \quad (102)$$

где N_2 , O_2 , CO_2 , CO , H_2 , $C_n H_m$ — объемная концентрация компонентов в отработавших газах в расчете на сухие продукты; C , H — массовая концентрация углерода и водорода в топливе; $\mu_{п.с}$ — относительная молекулярная масса продуктов сгорания; C_{nH_m} — массовое содержание углерода в несгоревших углеводородах; x — степень уменьшения объема сухих отработавших газов; $x = 0,01(100 - 1,5 H_2 - 0,5 CO - (1 + m/4) C_n H_m)$; $O_{2изб}$ — избыточное количество кислорода; $O_{2изб} = O_2 - 0,5(CO + H_2) - (n + m/4) C_n H_m$; $O_{2вл}$, $CO_{2вл}$ и $CO_{вл}$ — действительные объемные концентрации компонентов в продуктах сгорания; α_k — коэффициент качества смесеобразования; G_s и G_T — массовый расход воздуха и топлива.

Не вдаваясь в подробный анализ приведенных уравнений, следует отметить, что различия величин α заключаются в использовании сухих или действительных концентраций компонентов продуктов сгорания и в определенного рода допущениях, принятых при их выводе.

Результаты расчета, приведенные в табл. 9, показывают, что независимо от полноты сгорания топлива коэффициент α , вычисленный по составу газов, должен полностью совпадать со значением α , определенным по расходу воздуха и топлива [формула (102)]. Как видно из результатов вычислений, наиболее достоверными данными следует считать значения α , вычисленные по формулам (96) и (101).

Погрешность нахождения α определяется также структурой расчетных уравнений. Основываясь на малых различиях α ,

Таблица 9

Объемная концентрация компонентов продуктов сгорания							Коэффициент избытка воздуха, определенный по формулам								
N ₂	O ₂	CO ₂	CO	H ₂	C _n H _m	NO _x	(96)	(97)	(98)	(99)	(100)	(101)	(102)	δα ₉₈	δα ₁₀₁
81,61	3,17	11,92	0,050	0,026	0,140	0,20	1,13	1,20	1,09	1,23	1,15	1,17	1,19	0,057	0,008
81,04	7,92	9,54	0,080	0,030	0,078	0,14	1,54	1,51	1,49	1,53	1,52	1,49	1,52	0,067	0,024
80,84	8,87	8,43	0,020	0,017	0,047	0,11	1,68	1,73	1,63	1,74	1,68	1,62	1,65	0,070	0,026
80,6	10,87	6,94	0,012	0,010	0,033	0,08	2,01	2,10	1,96	2,11	2,03	1,97	2,00	0,100	0,033
81,04	11,6	6,58	0,025	0,028	0,020	0,08	2,15	2,22	2,19	2,21	2,16	2,14	2,15	0,104	0,036

полученных по уравнениям (96) и (101), проведем анализ предельной относительной погрешности α , воспользовавшись методом малых отклонений.

Для уравнения (96)

$$\delta\alpha_{(96)} = \pm (k_1\delta N_2 + k_2\delta O_2 + k_3\delta CO + k_4\delta H_2 + k_5\delta C_nH_m),$$

где $k_1=1+\alpha$; $k_2=O_2/B$; $k_3=CO/(2B)$; $k_4=H_2/(2B)$; $k_5=(n+m/4)C_nH_m/(2B)$; $B=N_2-3,78(O_2-0,5(CO+H_2)+(n+m/4)C_nH_m)$.

Для уравнения (101)

$$\delta\alpha_{(101)} = \pm (O_{2в.л}/(\alpha A) (\delta O_{2в.л} + k_1\delta CO_{2в.л} + k_2\delta CO_{в.л} + k_3\delta H_2O),$$

где $k_1=CO_{2в.л}/A$; $k_2=CO_{в.л}/(2A)$; $k_3=H_2O/(2A)$; $A=CO_{2в.л} + 0,5/(CO_{в.л} + H_2O)$.

При расчете предельных относительных погрешностей в соответствии с применяемой аппаратурой принято $\delta O_2=0,02$; $\delta CO_2=0,25$; $\delta CO=\delta H_2=\delta C_nH_m=0,05$.

Для конкретных результатов исследований, при указанной выше погрешности определения компонентов газа, предельная относительная погрешность вычисления по формуле (101) в 2,8...3,4 раза меньше, чем по формуле (96).

Проведенный анализ показывает целесообразность применения в алгоритме уравнения (101) для вычисления коэффициента избытка воздуха.

Аналогичные расчеты необходимо выполнять для выявления рациональной структуры применяемых уравнений, в том числе для вычисления индикаторного КПД, КПД компрессора, турбины и др. При этом в каждом конкретном случае должно быть выполнено техническое и экономическое обоснование необходимости применения определенного класса измерительной аппаратуры. Это является одной из важных задач, решаемых при создании СТД.

Методика расчета допустимой погрешности диагностических параметров и выбор измерительной аппаратуры

Диагностирование представляет собой сложный опыт, поэтому предельная относительная погрешность искомой функции равна дифференциалу натурального логарифма, т. е.

$$\delta y = \pm \frac{dy}{y} = \pm d(\ln y). \quad (103)$$

Основным внешним информативным показателем, характеризующим общее техническое состояние конструкции двигателя, является удельный эффективный расход топлива

$$g_e = B_q/N_e, \quad (104)$$

где B_q — часовой расход топлива.

В качестве исходной информации может быть использована не только величина g_e , но и расход масла на угар, дымность отработавших газов и другие параметры.

Рассмотрим методику расчета для дизель-генератора. Эффективная мощность вычисляется на основе замера напряжения и силы тока генератора:

$$N_e = U(I_1 + I_2 + I_3), \quad (105)$$

где U — напряжение на выводах генератора; I_1 , I_2 и I_3 — силы тока фаз.

После преобразования в соответствии с (103) уравнение (104) с учетом (105) примет вид

$$\delta g_e = \pm (\delta B_q + \delta U + k_1\delta I_1 + k_2\delta I_2 + k_3\delta I_3),$$

где $k_1=I_1/(I_1+I_2+I_3)$; $k_2=I_2/(I_1+I_2+I_3)$ и $k_3=I_3/(I_1+I_2+I_3)$ — коэффициенты влияния.

Используя принцип равного влияния, определим предельные относительные погрешности $\delta B_q = \pm 0,2 \delta g_e$; $\delta U = \pm 0,2 \delta g_e$; $\delta I_1 = \pm 0,2 \delta g_e/k_1$; $\delta I_2 = \pm 0,2 \delta g_e/k_2$; $\delta I_3 = \pm 0,2 \delta g_e/k_3$.

Для оценки погрешности измерения других информативных параметров, входящих в алгоритм, воспользуемся уравнением внутреннего теплового баланса, представив его в соответствии с методом малых отклонений:

$$\delta \eta_i = \pm (k_4\delta \Delta_{н.с} + k_5\delta \Delta_{н.п} + k_6\delta \omega_{ог} + k_7\delta q_{yx}),$$

где $k_4=\Delta_{н.с}/\eta_i$; $k_5=\Delta_{н.п}/\eta_i$; $k_6=\omega_{ог}/\eta_i$; $k_7=q_{yx}/\eta_i$.

Используя показатели режима работы дизеля, принятого в качестве контрольного ($\eta_i=0,47$; $q_{yx}=0,43$; $\omega_{ог}=0,1$; $\Delta_{н.п}=0,02$; $\Delta_{н.с}=0,01$), получим расчетное уравнение:

$$\delta \eta_i = \pm (0,021\delta \Delta_{н.с} + 0,042\delta \Delta_{н.п} + 0,21\delta \omega_{ог} + 0,936\delta q_{yx}).$$

Предельная относительная погрешность вычисления доли

теплоты, теряемой с уходящими газами, определяется зависимостью

$$\delta q_{yx} \approx \pm (\delta \alpha_{\Sigma} + k_8 \delta T_{\tau} + k_9 \delta T_s),$$

где $k_8 = T_{\tau} / (T_{\tau} - T_s)$ и $k_9 = T_s / (T_{\tau} - T_s)$.

Воспользовавшись опытными данными контрольного режима, получим

$$\delta q_{yx} \approx \pm (\delta \alpha_{\Sigma} + \delta T_{\tau} + 0,18 T_s).$$

Входящая в это уравнение составляющая $\delta \alpha_{\Sigma}$ может быть вычислена на основе уравнения:

$$\delta \alpha_{\Sigma} \approx \pm (0,058 [O_2] + 0,028 [CO_2] + 0,028 [H_2O] + 0,068 [C_n H_m] + 0,028 [CO]).$$

Выполнение расчетов требует оценки погрешности измерения других важнейших параметров: T_{τ} , T_s , T_0 и др.

Воспользуемся уравнениями для определения погрешности вычисления адиабатного КПД компрессора $\delta \eta_k = \pm (3,26 (\delta T_0 + \delta T_k) + 1,21 (\delta p_k + \delta p_0'))$, внутреннего КПД турбины $\delta \eta_{от} = \pm (4,26 (\delta T_{\tau} + \delta T_{от}) + 1,06 (\delta p_{\tau} + \delta p_{от}))$ и механического КПД турбокомпрессора $\delta \eta_{мтк} = 0,037 \delta \eta_{тк}$.

Изложенная методика позволяет определить возможности реализации разработанного алгоритма на базе выпускаемых отечественной промышленностью стандартных приборов, а также определить перспективные решения для уменьшения погрешности диагноза узлов и агрегатов дизеля в будущем.

Согласно ГОСТ 10448—81 максимально допустимая относительная погрешность определения удельного эффективного расхода топлива не должна превышать $\delta g_e = \pm 3,5\%$. Однако такой диапазон неподдающегося диагностическому контролю изменения основного выходного информативного параметра неприемлем. Поэтому все расчеты проведены применительно к $\delta g_e = \pm 2\%$. Они позволили выбрать аппаратуру, удовлетворяющую основным требованиям к СТД. При подборе аппаратуры, перечень которой приведен в табл. 10, помимо упомянутых соображений руководствовались еще одним важным требованием — наличием стандартного выходного сигнала.

Специфические условия работы системы накладывают определенные требования, которым должна удовлетворять измерительная аппаратура. Необходимо отметить наличие вибрации, магнитного поля (для дизель-генератора). Кроме того, в ряде случаев могут быть ограничения по инерционности, конструктивному исполнению первичного и вторичного преобразователей сигналов (совместно или отдельно), сроков безотказной работы. Существенной является и среда измерения (воздух, продукты сгорания, вода, масло и др.).

Стандартная аппаратура, рекомендуемая для применения

Таблица 10

Информативный параметр	Предел измерения	Класс точности	Выходной сигнал	Наименование прибора
Температура окружающей среды	0...50 °C	0,5	0...5	Термометр сопротивления ТСП1079 в комплекте с измерительным 30-канальным преобразователем М700 «Сапфир-22ДА»
Атмосферное давление	40...250 кПа	0,1	0...5	Измерительный преобразователь Е800 в комплекте с УТТ
Сила тока по фазам генератора	До 2000 А	0,7	0...5	Измерительный преобразователь Е827
Напряжение генератора	До 600 В	0,5	0...5	Измерительный преобразователь ТПР-7
Расход топлива	300 л/ч	0,4	С частотой 500 Гц	Электронный тахометр типа ТЭСА
Частота вращения	50...9999 мин ⁻¹	0,2 (±2 мин ⁻¹)	На цифровом, в двоично-десятичном коде (ГОСТ 12814—74)	
Температура воды до и после воздухоохладителя	—50...200 °C	0,5	0...5	Термометр сопротивления ТСМ 0879 в комплекте с измерительным 30-канальным преобразователем Ш700
Расход воздуха через дизель	10 000 м³/ч	1,5	0...5	Тахометрический расходомер «Туррес»
Разрежение на всасывании компрессора	1,6...10 кПа	0,1	0...5	«Сапфир 22ДВ»
Противодавление выпуска	0...100 кПа	0,6	0...5	МС-Э1-02-В4
Разрежение в картре	0,185...0,8 кПа	0,1	0...5	«Сапфир 22ДИВ»
Давление воздуха за компрессором	0...0,4 МПа	0,1	0...5	«Сапфир 22ДА»
Давление воздуха в ресивере	0...0,4 МПа	0,1	5...5	«Сапфир 22ДА»
Давление газов перед турбиной	0...0,25 МПа	0,6	0...5	МС-Э1-В4
Температура воздуха за компрессором	0...200 °C	0,5	0...5	ТСМ-0879 в комплекте с Ш700

Информативный параметр	Предел измерения	Класс точности	Выходной сигнал	Наименование прибора
Температура воздуха в ресивере (после охладителя)	0...200 °C	0,5	0...5	TSM-0879 в комплекте с Ш700
Температура газов перед турбиной	0...800 °C	0,9	0...5	ТХА в комплекте с измерительным преобразователем Ш700
Температура газов за турбиной	0...800 °C	0,9	0...5	ТХА 1172 в комплекте с Ш700
Температура газов по цилиндрам	0...800 °C	0,9	0...5	ТХА 1172 в комплекте с Ш700
Частота вращения ротора турбокомпрессора	500...99 990 мин ⁻¹	0,02 (20 мин ⁻¹)	Выход на цифро-печать в двоично-десятичном коде	Электронный тахометр ТЭСА
Расход картерных газов	25...250 м ³ /ч	2,0	Выход на цифро-печать	Газовый счетчик РГ 250 в комплекте с частотомером-хронометром
Температура картерных газов	—50...200 °C	0,5	0...5	TSM-0879 в комплекте с Ш700
Относительная влажность воздуха	0...100 %	1,5	0...10 мВ	Гигрометр «Волна-1м»
Концентрация CO ₂ в отработавших газах	0...20 %	2,5	0...5	Газоанализатор ТП2220УЧ
Концентрация O ₂ в отработавших газах	0...21 %	2,5	0...5	Газоанализатор МН5130
Температура воды на входе в дизель	—50...200 °C	0,5	0...5	TSM-0879 в комплекте с Ш700
Температура воды на выходе из дизеля	—50...120 °C	0,5	0...5	TSM-0879 в комплекте с Ш700
Температура воды до теплообменника масла	—50...120 °C	0,5	0...5	TSM-0879 в комплекте с Ш700
Температура воды после теплообменника масла	—50...120 °C	0,5	0...5	TSM-0879 в комплекте с Ш700
Температура заборной воды на входе в теплообменник	—50...120 °C	0,5	0...5	TSM-0879 в комплекте с Ш700
Температура масла на входе в двигатели	—50...120 °C	0,5	0...5	TSM-0879 в комплекте с Ш700

Информативный параметр	Предел измерения	Класс точности	Выходной сигнал	Наименование прибора
Температура масла после двигателя	—50...120 °C	0,5	0...5	TSM-0879 в комплекте с Ш700
Температура масла после теплообменника	—50...120 °C	0,5	0...5	TSM-0879 в комплекте с Ш700
Перепад в расходомере заборной воды	40...250 кПа	0,1	0...5	«Сапфир 22ДД»
Давление пресной воды на выходе из насоса	0,25...2500 кПа	0,1	0...5	«Сапфир 22ДИ»
Давление заборной воды на выходе из насоса	0,25...2500 кПа	0,1	0...5	«Сапфир 22ДИ»
Разрежение перед насосом пресной воды	0,25...1,6 кПа	0,1	0...5	«Сапфир 22ДИВ»
Разрежение перед насосом заборной воды	0,25...1,6 кПа	0,1	0...5	«Сапфир 22ДИВ»
Давление масла в двигателе	0,25...2500 кПа	0,1	0...5	«Сапфир 22ДИ»
Давление масла до фильтра грубой очистки масла	0,25...2500 кПа	0,1	0...5	«Сапфир 22ДИ»
Давление масла до фильтра тонкой очистки масла	0,25...2500 кПа	0,1	0...5	«Сапфир 22ДИ»
Давление масла после фильтра тонкой очистки масла	0,25...2500 кПа	0,1	0...5	«Сапфир 22ДИ»
Разрежение после фильтра тонкой очистки масла	0,25...1,6 кПа	0,1	0...5	«Сапфир 22ДИВ»
Давление топлива перед фильтром тонкой очистки масла	0,25...2500 кПа	0,1	0...5	«Сапфир 22ДИ»
Давление топлива на входе в топливный насос высокого давления	0,25...2500 кПа	0,1	0...5	«Сапфир 22ДИ»

в СТД и представленная в табл. 10, не вполне удовлетворяет всем перечисленным и другим особым требованиям для работы в системе диагностирования. Однако использование в первоначальных стадиях работы созданных автоматизированных и автоматических СТД позволит проверить ее в эксплуатации и по результатам сформулировать обоснованные технические требования к измерительной аппаратуре СТД.

VII. КАЧЕСТВО КАК ОБОБЩЕННОЕ СВОЙСТВО ДИЗЕЛЯ

Показатели качества

Дизель служит для удовлетворения определенных потребностей в соответствии с его назначением. Поэтому он должен обладать совокупностью конкретных свойств, охватываемых понятием «качество изделия». К показателям качества относят характеристики одного или нескольких свойств продукции, определяющих ее качество с учетом условий создания и эксплуатации или потребления.

Количественно выраженные показатели качества служат для сопоставления и сравнения выполненных и находящихся в стадии создания дизелей и являются основой для их совершенствования. При этом показатели качества конкретного дизеля сравнивают с аналогичными показателями другого, принятого за эталон. Необязательно, чтобы показатели принадлежали какому-либо одному дизелю. Как правило, это наилучшие достигнутые на данном этапе развития двигателестроения показатели различных ДВС. Собранные воедино они отделены от конкретных конструкций и являются показателями качества некоторого абстрактного «наилучшего» двигателя.

На основе изучения опыта производства и эксплуатации сформулированы основные показатели качества и выявлено их содержание. Обобщенный показатель качества может быть определен при установлении взаимосвязей всех его составляющих. К ним относят: назначение дизеля; надежность; экономические, экологические, эргономические и технологические характеристики; безопасность эксплуатации. Однако именно установление связей между ними, оценка «весомости вклада» каждого в обобщенное свойство представляет наибольшие трудности.

Вновь создаваемый дизель должен отличаться от других ранее выполненных, вырабатывать и использовать энергию с наименьшими потерями (затратами). На этой основе складываются важнейшие требования к конструкции дизеля и его показателям на стадиях проектирования, изготовления и эксплуатации.

Назначение дизеля. При проектировании дизеля, как правило, определяют показатели и параметры на номинальных

режимах. Поэтому в паспортных данных ДВС обычно указывают номинальные параметры: мощность N_{en} ; частоту вращения коленчатого вала n_n ; удельный эффективный расход топлива g_{en} ; расход масла на угар $g_{мн}$ и др. Именно эти параметры лежат в основе технического задания и характеризуют отличие дизеля данного типа от уже выполненных и создаваемых для конкретных условий эксплуатации двигателей.

Однако, как показывает опыт эксплуатации транспортных дизелей, номинальная мощность реализуется относительно редко, а основная часть работы дизеля приходится на режимы средних нагрузок. Поэтому принимаемые конструктивные решения по основным узлам и системам, определяющим рабочий процесс и газообмен, в большинстве случаев не способствуют достижению наилучших показателей эксплуатационной экономичности.

Следует отметить также, что по мере форсирования дизеля на номинальном режиме его показатели на других режимах все более ухудшаются. Избежать этого можно было бы путем автоматического изменения конструкции основных элементов в соответствии с режимом работы дизеля, обуславливающего изменение геометрической степени сжатия, фаз газораспределения, характеристик направляющего аппарата компрессора и соплового аппарата турбины, характеристик впрыскивания топливной аппаратуры, степени охлаждения наддувочного воздуха, охлаждающей жидкости и масла и т. д. Целесообразность внедрения перечисленных и других конструктивных решений в каждом конкретном случае должна быть оценена по реальному эффекту с учетом усложнения конструкции, увеличения затрат на создание дизеля, его обслуживание и ремонт при эксплуатации. Как правило, в практике двигателестроения эти решения в комплексе внедряются редко, а единичные из них применяются в отдельных типах дизелей.

Одним из приемлемых, хотя и не наилучших, путей решения проблемы может быть проектирование двигателя, его доводка и регулирование с учетом достижения наилучших показателей на режимах с относительно большим временем работы. В этом случае топливная экономичность может быть оценена по максимальному среднеэксплуатационному КПД или минимальному среднеэксплуатационному расходу топлива

$$g_{e\alpha} = \left(\sum_{i=1}^{m_1} N_{ei} g_{ei} \tau_i + \sum_{j=1}^{m_2} N_{ij} g_{ij} \tau_j \right) / \sum_{i=1}^{m_1} N_{ei} \tau_i,$$

где N_{ei} , g_{ei} и τ_i — соответственно эффективная мощность, удельный эффективный расход топлива и относительное время работы дизеля на i -м режиме при числе режимов m_1 ; N_{ij} , g_{ij} и τ_j — соответственно индикаторные мощность и расход топ-

лива и относительное время работы дизеля на j -м режиме при количестве режимов m_2 .

При этом необходимо соблюдение условия

$$\sum_{i=1}^{m_1} \tau_i + \sum_{j=1}^{m_2} \tau_j = 1.$$

Распределение нагрузки и времени работы определяется назначением дизеля и условиями эксплуатации. Так, например, главные дизели транспортных судов большую часть времени работают на номинальном и близких к нему режимах. Лишь незначительная часть общего времени (не более 10 %) приходится на режимы малых нагрузок и холостого хода. Такие режимы характерны и для главных дизелей морских рыболовных судов.

Отличительной особенностью дизелей магистральных тепловозов является их совместная работа с генератором и жесткая взаимосвязь мощности и частоты вращения коленчатого вала, определяемая выбранной генераторной характеристикой. Сочетание профилей пути, скорости движения, массы поезда, климатических условий предопределило широкий диапазон режимов работы. Продолжительность работы дизелей на режиме номинальной мощности составляет относительно малое время (5...8 %), в то время как на режим холостого хода приходится около 50 % общего времени. В условиях низких температур время работы на режиме холостого хода возрастает в связи с необходимостью более длительного прогрева, и это приводит к увеличению эксплуатационного расхода топлива.

Одной из характеристик работы дизеля является коэффициент использования мощности

$$K_n = \sum_{i=1}^{m_1} N_{ei} \tau_i / \sum_{i=1}^{m_1} \tau_i.$$

Таким образом, необходим анализ условий эксплуатации проектируемого дизеля и учет их особенностей. Характерным для дизеля, как и для других технических объектов, является изменение технического состояния агрегатов, узлов и дизеля в целом по мере наработки.

Надежность. Надежность является единичным показателем качества. Однако в то же время она включает такие показатели как безотказность, долговечность, ремонтпригодность, сохраняемость.

Количественной характеристикой безотказности является вероятность безотказной работы дизеля $P(t)$, т. е. вероятность того, что в пределах заданной наработки отказ в нем не возникнет. Поскольку число измерений всегда ограничено, то все исследования с применением методов теории вероятности имеют

статистический, т. е. приближенный характер. В этом случае вероятность безотказной работы может быть определена по формуле

$$P(t) = (n_0 - n(t))/n_0, \quad (106)$$

где n_0 и $n(t)$ — число деталей соответственно в начале эксплуатации и отказавших за время t .

Как правило, вычисляют вероятность появления отказа за время работы (и наблюдения) t

$$Q(t) = 1 - P(t) = n(t)/n_0.$$

Величина $P(t)$ убывает от максимального значения $P(t)=1$ в начальный момент времени $t=0$ до минимального $P(t)=0$ при $t \rightarrow \infty$. Кроме $P(t)$ показателями безотказности является частота отказов — относительное количество отказавших за период наблюдения деталей:

$$a(t) = n(t + \Delta t)/(n_0 \Delta t), \quad (107)$$

где $n(t + \Delta t)$ — число деталей, отказавших за период наблюдений Δt .

Показатель $a(t)$ можно использовать при вычислениях вероятности безотказной работы

$$P(t) = 1 - \int_0^t a(t) dt$$

или вероятности появления отказа

$$Q(t) = \int_0^t a(t) dt.$$

Иногда определяют интенсивность отказов

$$\lambda(t) = n(t)/(n \Delta t), \quad (108)$$

где $n = 0,5(n_i + n_{i+1})$; n_i и n_{i+1} — число исправных деталей соответственно в начале и конце интервала наблюдений $\Delta t = t_{i+1} - t_i$.

В результате преобразований уравнений (106), (107) и (108) получим (для постоянной интенсивности отказов)

$$P(t) = e^{-\lambda t}. \quad (109)$$

Среднее время наработки до отказа или между отказами $T_{cp} = 1/\lambda$.

Часто при оценке надежности определяют не частоту отказов, которая может быть представлена зависимостью $a(t) = \lambda e^{-\lambda t}$, а параметр потока отказов $\omega(t)$. Эту величину вычисляют при условии, что в эксплуатации после отказов заменяют или восстанавливают отказавшие детали и поэтому число наблюдаемых объектов остается неизменным. Тогда

$$\omega(t) = n(t)/(n \Delta t).$$

Общим для качественных и количественных характеристик режимов работы дизелей является высокая динамичность нагружения узлов и агрегатов, определяемая не только рабочим процессом в цилиндре, но и характером изменения внешней нагрузки. Это в сочетании с широким диапазоном изменения условий окружающей среды (климатических и погодных) обуславливает изменение технического состояния дизеля и его структурных подразделений.

Рассмотрим изменение технического состояния дизеля. Выполненный в соответствии с технической документацией элемент конструкции в начальный момент находится в исправном и работоспособном состоянии. В процессе эксплуатации постепенно меняются его прочностные, усталостные, термические, антифрикционные и другие свойства, и через определенную наработку наступает предельное состояние, т. е. происходит постепенный отказ. В результате такого отказа элемент подлежит замене или восстановлению путем ремонта.

Однако, находясь как бы в исправном состоянии, объект, поступающий в эксплуатацию, может иметь дефект, определяемый технической документацией и вызванный ошибками при конструировании. Кроме того, может иметь место дефект, связанный с изготовлением, не обнаруженный или необнаруживаемый обычными средствами контроля. В обоих случаях в эксплуатации наступает повреждение, которое в течение некоторого времени не приводит к потере работоспособности. Однако, будучи необнаруженным, дефект, перешедший в повреждение, приводит к внезапному отказу. Дефект может возникнуть и при несоблюдении требований эксплуатационной документации. Таким образом, в совершенно исправном в начале эксплуатации элементе также в результате эксплуатационного дефекта возникает и развивается повреждение, сопровождающееся описанными выше последствиями.

Постепенные отказы являются следствием изнашивания при граничной или жидкостной смазке сопряженных поверхностей. Характерной особенностью изнашивания является наличие трех стадий. Первая стадия соответствует периоду обкатки и началу эксплуатации. Затем наступает установившееся изнашивание, соответствующее нормальной эксплуатации. В течение третьей стадии происходит интенсивное изнашивание. Определенное

влияние на характер изнашивания оказывает электрическое поле, вибрация, окислительная среда. Существенными могут оказаться кавитационное, эрозионное изнашивание, схватывание и заедание, фреттинг-коррозия, трещинообразование.

В результате изнашивания поверхности трения детали приобретают новые конфигурации и размеры. Полярные диаграммы (годографы) нагрузок шеек и подшипников коленчатого вала могут быть использованы для прогнозирования их изнашивания и определения его характера. Более точные данные могут быть получены, если известно распределение режимов работы дизеля по нагрузкам и частотам вращения коленчатого вала, а также время работы на этих режимах. Однако в ряде случаев на характер изнашивания могут влиять особенности конструкции. Например, вследствие наклона канала, подводящего масло к шатунной шейке, большие частицы примесей распределяются в потоке масла ближе к удаленной от центра вращения поверхности, в результате чего часть шейки, смазываемая более загрязненным маслом, изнашивается значительно быстрее.

Характер и закономерности изнашивания цилиндровой втулки определяются воздействием сил от давления газов, распирающих компрессионные кольца, и сил трения тронка. Наибольший износ наблюдается в верхней части втулки, где газовые силы велики. Износ в этой зоне усиливается вследствие выгорания и разложения масла, насыщения его абразивными частицами, находящимися в воздушном заряде, и сажей из полости камеры сгорания, а также из-за снижения вязкости масла.

Воздействие газовых сил на кольца настолько значительно, что износ цилиндра в зоне действия колец оказывается большим почти на всем ходе поршня, чем износ от трения тронка. Это характерно и для работы компрессионных колец, особенно первого. Соударение колец с торцовыми поверхностями канавок приводит к постепенному разрушению тех и других. Более интенсивным является изнашивание канавок на поршнях, выполненных из алюминиевых сплавов. В этом случае может разрушаться перемычка между первым и вторым кольцами.

В ряде случаев изменение технического состояния элементов конструкции временно. Длительность этого периода измеряется сотнями и даже десятками часов работы. Отсутствие контроля из-за сложности или невозможности расположения устройств измерения в работающем дизеле обуславливает неожиданность наступления отказа.

Отказ цилиндра может быть связан с несоответствием химического состава металла требованиям технической документации. Например, изменение содержания легирующих элементов (кремния, молибдена) может привести к уменьшению глубины азотированного слоя и его выкрашиванию после шлифования

и под воздействием колец в эксплуатации. Причинами отказа цилиндрических втулок дизелей могут быть трещинообразование в клапанных расточках и в буртах, кавитационное разрушение наружной поверхности. Последнее объясняют высокочастотными колебаниями цилиндров, вызванными перекадками поршня. Следовательно, мерой борьбы с таким видом разрушения может быть уменьшение зазора между поршнем и цилиндром, увеличение жесткости колебательной системы за счет крепления втулки.

Возникновение трещин в опорных буртах имеет усталостный характер и связано с недостаточным радиусом галтели, наличием подрезов при изготовлении, относительно большим зазором между втулкой и нижним опорным поясом. Трещинообразование может привести к серьезным последствиям, например, к проникновению воды в цилиндр, гидравлическому удару и отказу шатунно-поршневой группы.

В поршне, выполненном из алюминиевого сплава, в результате проворачивания втулки в бобышках, могут возникать трещины в бобышках, перекося пальца, заклинивание поршня (в ВМТ) и обрыв шатуна.

Повышенный износ первой поршневой канавки обуславливает увеличение утечки газов в картер, снижение твердости материала юбки поршня (из-за отпуска материала) и ее ускоренное изнашивание, увеличение коксования масла в канавках и на кольцах, повышение износа, пригорание и поломку колец.

В ряде конструкций поршней из алюминиевых сплавов из-за перегрева и неравномерного распределения тепловых потоков в днище поршня образуются трещины. Такие отказы могут возникать из-за неправильного расположения ребер жесткости, отсутствия плавного перехода от днища к зоне колец и недостаточной толщины днища. Задиры цилиндров в чугунных поршнях обусловлены сравнительно малой длиной опорной части юбки, в результате чего при перекосе в пределах допустимого зазора возможно касание зеркала цилиндра головкой поршня при опрокидывании. Такое касание может наступить при эксплуатации и в случае большей длины юбки, но при увеличивающемся зазоре по мере изнашивания цилиндропоршневой группы.

Отказы коленчатого вала могут происходить из-за несоответствия материала или термообработки требованиям технологического процесса. Во всех случаях выбранный материал и его структура (неоднородность, крупнозернистость) определяют неудовлетворительные предел текучести и ударную вязкость, вследствие чего происходят усталостное разрушение трещины по галтели в зоне выхода масляного отверстия. Анализ разрушений показывает (последующие испытания, как правило, подтверждают это), что причиной являются дополнительные напряжения от крутильных колебаний и вследствие

этого превышение суммарных напряжений допустимых значений. Одной из причин отказа может быть неправильная установка коленчатого вала.

Характерными отказами коренных и шатунных подшипников являются трещины и выкрашивание антифрикционного слоя. Причинами могут быть малая площадь опорной поверхности или недостаточные подача смазочного материала, охлаждение подшипников и др. Площадь опорной поверхности уменьшается в результате наличия кольцевой канавки в подшипнике, снижающей несущую способность масляного слоя. Отсутствие канавки приводит к значительному улучшению эпюры давлений. К отказам коренных подшипников может привести недостаточное давление и повышенная температура масла, а также увеличенная овальность шеек.

По мере наработки направляющей втулки механизма газораспределения происходит перекося клапана. Он обусловлен износом направляющей и действием силы трения между коромыслом и клапаном. Однако перекося клапана в седле приводит в первоначальный момент его подъема к появлению щели и последующему прогару под действием продуктов сгорания, устремляющихся в образовавшуюся щель со скоростью звука (при затрудненном теплоотводе).

Для каждого типа дизелей через определенные промежутки времени эксплуатации в соответствии с техническими условиями предусматриваются регламентированные ремонтные и регулировочные работы. Ремонт проводят, как правило, с помощью оборудования и в условиях отличных от тех, которые имеют место при изготовлении дизелей. Отремонтированный дизель является другим по техническому уровню и возможностям объектом, имеющим значительное число элементов с наработкой. При этом часть деталей и узлов подвергалась ремонту и восстановлению, а часть заменена на новые. Из этого следует, что даже капитально отремонтированный дизель имеет свойства, отличные от свойств исходного дизеля. Следовательно, у них должны отличаться характер и распределение отказов.

Ресурс характеризует запас возможной наработки дизеля, т. е. (в соответствии с ГОСТ 27.002—83) — это наработка от начала эксплуатации дизеля или ее возобновления после ремонта до перехода дизеля в предельное состояние. Предельное состояние наступает в момент исчерпания ресурса в связи с моральным износом, достижением срока экономически целесообразной эксплуатации или недопустимым ухудшением безопасности эксплуатации.

Ресурс помимо времени полезного функционирования включает также и простой, в том числе и при ремонтах, так как под воздействием окружающей среды непрерывно меняются свойства дизеля — происходит его старение.

Срок службы представляет календарную продолжительность

от начала эксплуатации дизеля и ее возобновления после ремонта до перехода дизеля в предельное состояние. Различают следующие виды ресурса:

полный — от начала эксплуатации до списания;

назначенный — при достижении которого эксплуатация прекращается независимо от технического состояния дизеля;

гамма-процентный — при котором дизели с вероятностью γ (в %) не достигнут предельного состояния, т. е.

$$P(T_{\text{рес } \gamma}) = \int_{T_{\text{рес } \gamma}}^{\infty} P(T_{\text{рес}}) dT_{\text{рес}},$$

где $P(T_{\text{рес } \gamma})$ — вероятность достижения ресурса $T_{\text{рес } \gamma}$; $T_{\text{рес}}$ — наработка до предельного состояния;

медианный — наработка, при которой объект с вероятностью 50 % не достигнет предельного состояния, т. е.

$$P(T_{\text{рес } 50\%}) = \int_{T_{\text{рес } 50\%}}^{\infty} P(T_{\text{рес}}) dT_{\text{рес}};$$

средний — математическое ожидание ресурса для дизелей данного типа и назначения;

доремонтный.

Ремонтопригодность дизеля характеризуется рядом показателей, в числе которых:

вероятность восстановления работоспособного состояния, т. е. вероятность того, что время восстановления работоспособного состояния дизеля не превысит заданного времени:

$$S_B(t) = n_B/n_{0.B},$$

где n_B — число деталей, восстановленных за время $t \leq t_B$, при общем количестве деталей, подлежащих восстановлению, $n_{0.B}$;

частота восстановления или плотность распределения времени восстановления

$$a_B(t) = dS_B(t)/dt = n_B(\Delta t)/(n_{0.B}\Delta t),$$

являющаяся отношением скорости восстановления к общему числу подлежащих восстановлению деталей;

среднее время восстановления работоспособного состояния дизеля, т. е. математическое ожидание времени восстановления

$$t_B = \sum_{i=1}^{n_{0.B}} t_{i.B}/n_{0.B},$$

где t_{iB} — время восстановления i -го дизеля после отказа;
средняя трудоемкость восстановления

$$c_{B,CP} = (1/n_{O,B}) \sum_{i=1}^{n_{O,B}} c_{Bi}$$

где c_{Bi} — стоимость восстановления работоспособного состояния i -го дизеля после отказа.

Ремонтопригодность дизеля во многом определяется его доступностью для проведения осмотра, регулировочных и монтажно-демонтажных работ.

Сохраняемость. Показатель характеризуется свойствами сохранять значения показателей безотказности, долговечности, ремонтопригодности в течение и после хранения и транспортирования. Она количественно определяется гамма-процентным сроком сохраняемости, средним сроком сохраняемости и назначенным сроком хранения.

Гамма-процентный срок сохраняемости — срок сохраняемости, достигаемый дизелем с заданной вероятностью γ , выраженный в процентах.

Продолжительность времени, по истечении которого эксплуатация дизеля недопустима независимо от его технического состояния характеризует назначенный срок хранения.

Экономические показатели. Проанализируем затраты на проектирование и изготовление дизеля C_d и установим их связь с показателями его эксплуатации. Эффективность использования конкретного дизеля определяется в числе других затратами на эксплуатацию. Эти затраты складываются из затрат на горючесмазочные материалы, обслуживание и ремонт, заработную плату обслуживающего персонала, потерь при простоях вследствие отказов.

Затраты на топливо можно вычислить по формуле

$$Z_T = C_T \left(\sum_{i=1}^{k_1} g_{ei} N_{ei} \tau_i + \sum_{j=1}^{k_2} G_{Tjx,x} \tau_{jx,x} \right) T_\Phi,$$

где C_T — стоимость топлива; g_{ei} — удельный эффективный расход топлива на i -м режиме; $G_{Tjx,x}$ — часовой расход топлива на j -м режиме холостого хода при относительном времени работы $\tau_{jx,x}$; T_Φ — фактическое время функционирования дизеля.

Для нахождения затрат на масло в связи с его расходом на угар воспользуемся аналогичной зависимостью

$$Z_M = C_M \left(\sum_{i=1}^{k_1} g_{mi} N_{ei} \tau_i + \sum_{j=1}^{k_2} G_{mjx,x} \tau_{jx,x} \right) T_\Phi,$$

где C_M — стоимость масла; g_{mi} и $G_{mjx,x}$ — соответственно удельный и абсолютный расход масла на режимах нагрузки и холостого хода.

Затраты на обслуживание и ремонт определяются профилактическими Z_n и ремонтными Z_p работами. С учетом профилактических работ, необходимых по фактическому состоянию, для диагностируемых узлов и агрегатов и жестко регламентированных для недиагностируемых,

$$Z_n = \sum_{i=1}^{m-q} C_{i,n} k_{i,n} + \sum_{i=1}^q C_{i,n,d} k_{i,n,d}$$

где m и q — соответственно общее и диагностируемое число узлов в дизеле; $C_{i,n}$ и $C_{i,n,d}$ — стоимость профилактических работ соответственно для недиагностируемого и диагностируемого узла или агрегата при проведении таких работ в течение полного ресурса $k_{i,n}$ и $k_{i,n,d}$ число раз.

Затраты на ремонт Z_p определяют на основе затрат, установленных регламентом (средний и капитальный ремонт), и затрат, непредусмотренных, связанных с внезапным отказом. При этом предполагают, что для диагностируемых узлов внезапные отказы исключены, а ремонтные работы проводятся лишь по необходимости, определяемой достижением предельных значений диагностических параметров. Тогда

$$Z_p = \left(\sum_{i=1}^{m-q} C_{B,i} \omega_{B,i}(t) + \sum_{i=1}^{m-q} C_{i,\omega_i}(t) + \sum_{i=1}^q C_{d,i} \omega_{d,i}(t) \right) T_\Phi + C_{c,p} k_{c,p} + C_{k,p} k_{k,p},$$

где $C_{B,i}$ и C_{i,ω_i} — стоимость восстановления дизеля (с учетом стоимости запасных частей) соответственно после внезапного и постепенного отказа i -го узла (детали) при параметрах потока отказов $\omega_{B,i}$ и $\omega_i(t)$; $C_{d,i}$ — стоимость восстановления дизеля после постепенного отказа i -го диагностируемого узла (детали) с параметром потока отказов $\omega_{d,i}(t)$; $C_{c,p}$ — стоимость средних ремонтов при их количестве $k_{c,p}$ за полный ресурс; $C_{k,p}$ — стоимость капитальных ремонтов при их количестве $k_{k,p}$ за полный ресурс.

Заработную плату персонала, занятого эксплуатацией дизеля, определяют по формуле

$$Z_{\text{пл}} = (C_{\text{зп,д}} m_d + m_{\text{стд}} C_{\text{з.п стд}} / M) T_{\text{рес,д}} / T_{\text{год}},$$

где $C_{\text{зп,д}}$ и $C_{\text{зп стд}}$ — среднегодовой фонд заработной платы

одного работника, обслуживающего соответственно дизель и СТД; m_d и $m_{стд}$ — количество персонала, обслуживающего соответственно дизель и СТД; M — число дизелей, обслуживаемых одной СТД; $T_{год}$ — годовой фонд времени.

Простои дизеля можно подразделить на простои, определяемые регламентными и ремонтными работами, и простоями, связанными с поиском причин отказа и их устранением. Потери от простоев

$$Z_{пр} = C_{пр} \left(\left(\sum_{i=1}^{m-q} \omega_{в i}(t) \tau_{в i} + \sum_{i=1}^{m-q} \omega_{п i}(t) \tau_{п i} + \sum_{i=1}^q \omega_{д i}(t) \tau_{д i} \right) T_{рес.д} + \right. \\ \left. + \sum_{i=1}^{m-q} k_{i п} \tau_{i п} + \sum_{i=1}^q k_{i пд} \tau_{i пд} + k_{с.р} \tau_{с.р} + k_{к.р} \tau_{к.р} \right) T_{рес.д},$$

где $C_{пр}$ — стоимость одного часа простоя дизеля; $\tau_{в i}$ и $\tau_{п i}$ — относительное время восстановления дизеля соответственно после внезапного и постепенного отказа недиагностируемого узла (агрегата) с учетом времени поиска отказа; $\tau_{д i}$ — относительное время восстановления после отказа диагностируемого узла (агрегата); $\tau_{i п}$ и $\tau_{i пд}$ — относительное время профилактических работ по поддержанию технического состояния дизеля соответственно для недиагностируемого и диагностируемого узла (агрегата); $\tau_{с.р}$ и $\tau_{к.р}$ — относительное время, отводимое для проведения соответственно среднего и капитального ремонта.

При наличии статистических данных относительное время простоя, затраченное на восстановление дизеля из-за отказа i -го узла (агрегата), можно вычислить по следующим формулам:

$$\tau_{в i} = \sum_{i=1}^{k_i} t_{в i} / (k_{в i} T); \quad \tau_{п i} = \sum_{i=1}^{k_i} t_{п i} / (k_{п i} T);$$

$$\tau_{д i} = \sum_{i=1}^{k_i} t_{д i} / (k_{д i} T),$$

где $t_{в i}$, $t_{п i}$ и $t_{д i}$ — абсолютное время восстановления дизеля соответственно после внезапного и постепенного отказа недиагностируемого узла с учетом времени поиска отказа и после отказа i -го диагностируемого узла; $k_{в i}$, $k_{п i}$ и $k_{д i}$ — число отказавших однотипных узлов за контрольный период эксплуатации T выборочной партии дизелей.

При применении СТД необходимо учесть затраты на ее изготовление и эксплуатацию:

$$C_{стд} = (C_{п/N} + C_{и} + C_{р} + C_{э} \tau_{эвм} T_{рес.д}) (1/M) (T_{редс.} / T_{рес стд}),$$

где $C_{п}$ — стоимость проектирования СТД при объеме выпуска дизелей N ; $C_{и}$ — стоимость изготовления СТД, $C_{и} = k_{и} \sum_{i=1}^n C_{д i}$;

$k_{и}$ — коэффициент, учитывающий дополнительные затраты на изготовление; n — число элементов, входящих в СТД, при стоимости каждого $C_{д i}$; $C_{р}$ — стоимость ремонта СТД;

$$C_{р} = T_{рес.д} \sum_{i=1}^n \omega_{д i}(t) C_{и};$$

$\omega_{д i}(t)$ — интенсивность отказов i -го элемента СТД при стоимости его ремонта $C_{и}$; $C_{э}$ — стоимость электроэнергии; $\tau_{эвм}$ — относительное время использования ЭВМ; $T_{рес стд}$ — ресурс СТД.

Таким образом экономические показатели качества, выраженные через затраты на проектирование, изготовление и эксплуатацию дизеля, могут быть определены следующей зависимостью:

$$Z = C_{д} + C_{стд} + Z_{э}, \quad (110)$$

где $Z_{э} = Z_{т} + Z_{м} + Z_{п} + Z_{р} + Z_{ап}$.

Экологические показатели. К числу токсических компонентов отработавших газов дизелей относят: окислы азота, окись углерода CO; углеводороды CH; сажу, альдегиды. Окислы азота, как правило, встречаются в виде соединений NO₂ и N₂O₅. Считают, что их образование вызвано двумя факторами: высокой температурой, способствующей активизации азота воздуха и наличием свободного кислорода. Если не принимаются каких-либо специальных конструктивных мер, то наиболее благоприятными условиями для образования окислов азота в дизеле являются режимы с богатым составом смеси. Для дизелей с объемным смесеобразованием, имеющих камеры типа Гессельмана, такие режимы соответствуют $\alpha \approx 1.5$. В большинстве случаев меры, направленные на улучшение процессов смесеобразования и сгорания в цилиндре дизеля, приводят к интенсификации процессов образования окислов азота.

Окись углерода образуется при горении топлива в зонах с недостаточным количеством кислорода, при холоднотопливных реакциях или при диссоциации углекислого газа. Значи-

тельное количество воздуха, подаваемого в цилиндр дизеля, обуславливает сравнительно низкие концентрации СО в отработавших газах. В зонах с высокой температурой возможно образование CO_2 .

Содержание углеводородов в отработавших газах определяется, как правило, низкими температурами в пристеночных зонах камеры сгорания. По составу эти углеводороды близки к более коротким молекулярным соединениям (более прочны внутримолекулярные связи). В то же время в местах с недостатком кислорода и вблизи высокотемпературных зон может происходить рекомбинация молекул с образованием соединений с очень прочными кольцевыми связями. К таким веществам относятся углеводороды — канцерогены.

Выброс несгоревших углеводородов в атмосферу является причиной образования в дальнейшем вредных веществ.

Свободный углерод образуется в зонах с очень малым количеством кислорода, недостаточным для полного сгорания углевода топлива, или при его отсутствии. Наличие вблизи зон с наилучшими условиями горения и высокой температурой создает благоприятные условия для крекинга с образованием углерода. Турбулентные явления в камере сгорания приводят к перемещениям углерода в различные зоны и в том числе в зоны низких температур (у стенок цилиндра), где оканчиваются его химические и термические превращения.

Сажа представляет собой чистый углерод. Хотя углерод считается безвредным, однако он обладает адсорбирующими свойствами и способен на своей поверхности переносить вредные вещества, в частности канцерогены.

Альдегиды являются продуктами холоднопламенных реакций углеводородов и кислорода со сложной цепью перехода от сложных соединений к более простым с повышением температуры в цилиндре. При работе на сернистых топливах в отработавших газах содержится сернистый ангидрид.

Удельную токсичность дизеля можно оценить следующим образом. Сначала определяют относительную молекулярную массу продуктов сгорания

$$\mu_{п.с} = \sum \mu_j [r_j],$$

где μ_j и $[r_j]$ — относительная молекулярная масса j -го компонента газа и его объемное содержание.

Затем вычисляют массовую долю токсических компонентов в продуктах сгорания

$$g_{\text{CO}} = \mu_{\text{CO}} [r_{\text{CO}}] / \mu_{п.с}; \quad g_{\text{CH}} = \mu_{\text{CH}} [r_{\text{CH}}] / \mu_{п.с}; \quad g_{\text{NO}_x} = \mu_{\text{NO}_x} \times \\ \times [r_{\text{NO}_x}] / \mu_{п.с}; \quad g_{\text{C}} = \mu_{\text{C}} [r_{\text{C}}] / \mu_{п.с}.$$

Тогда удельный выброс токсических компонентов на i -ом режиме работы двигателя

$$q_{\text{CO } i} = g_{\text{CO}} G_{п.с } i / N_{ei};$$

$$q_{\text{CH } i} = g_{\text{CH}} G_{п.с } i / N_{ei};$$

$$q_{\text{NO}_x }^i = g_{\text{NO}_x } G_{п.с } i / N_{ei};$$

$$q_{\text{C } i} = g_{\text{C}} G_{п.с } i / N_{ei},$$

где $G_{п.с } i$ — расход отработавших газов, $G_{п.с } i = G_{si} + B_{п } i$; G_{si} — расход воздуха.

Транспортный дизель работает в широком диапазоне режимов. Поэтому необходимо оценить удельный среднеэксплуатационный выброс токсических компонентов:

$$q_{\text{CO } \Sigma} = \sum_1^{m_1} g_{\text{CO } i} N_{ei} \tau_i / \sum_1^{m_1} N_{ei} \tau_i;$$

$$q_{\text{CH } \Sigma} = \sum_1^{m_1} g_{\text{CH } i} N_{ei} \tau_i / \sum_1^{m_1} N_{ei} \tau_i;$$

$$q_{\text{NO}_x \Sigma} = \sum_1^{m_1} g_{\text{NO}_x } N_{ei} \tau_i / \sum_1^{m_1} N_{ei} \tau_i;$$

$$q_{\text{C } \Sigma} = \sum_1^{m_1} g_{\text{C } i} N_{ei} \tau_i / \sum_1^{m_1} N_{ei} \tau_i,$$

где m_1 — количество i -ых режимов работы дизеля при относительном времени работы на них τ_i .

В результате можно определить условную удельную среднеэксплуатационную токсичность дизеля, приведенную к СО,

$$q_{\text{токс.}\Sigma} = \frac{1}{\sum_1^{m_1} N_{ei} \tau_i} \sum_1^{m_1} \left(\left(q_{\text{CO } i} + \frac{S_{\text{CO}}}{S_{\text{CH}}} q_{\text{CH } i} + \frac{S_{\text{CO}}}{S_{\text{NO}_x}} q_{\text{NO}_x } i + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{S_{\text{CO}}}{S_{\text{C}}} q_{\text{C } i} \right) N_{ei} \tau_i \right),$$

где S_{CO} , S_{CH} , S_{NO_x} и S_{C} — допустимое содержание соответственно СО, СН, NO_x и С (сажи).

Формирование обобщенного показателя качества на основе анализа технико-экономической эффективности функционирования дизеля

При поиске способов количественной оценки обобщенного показателя качества встречаются значительные трудности. Они связаны с тем, что абсолютные величины входящих единичных или комплексных показателей не являются критериальными. Поиск решений привел к так называемому эталонному образцу. Однако не существует и не может существовать наилучший дизель, превосходящий остальные по всем сравниваемым показателям. Поэтому в качестве эталонного в настоящее время принимают некоторый обобщенный абстрактный двигатель, обладающий на данном этапе развития двигателестроения всеми лучшими показателями, достигнутыми в различных ДВС. Таким образом, эталон, сформированный по лучшим отечественным и зарубежным образцам, должен постоянно обновляться.

Объединение единичных и комплексных показателей в единую модель определения обобщенного показателя качества — другая не менее сложная задача. Для этого необходимо найти взаимосвязь между такими факторами, между которыми не обнаруживается конструктивных, функциональных и эксплуатационных соотношений, определяемых аналитическими закономерностями.

В ряде случаев прибегают к формированию и сравнению единичных показателей (дифференциальный метод) $k_i = p_i / p_{б.и.}$ (где индекс б относится к базовому показателю). Однако необходимость многосторонней оценки качества обусловила разработку комплексного показателя, для определения которого потребовалось установить номенклатуру подлежащих анализу показателей, их структурное расположение (иерархию), степень влияния (весомость), а также взаимосвязь единичных и общего показателей. При этом для выявления коэффициентов весоности использовался метод экспертных оценок и проводилось ранжирование единичных показателей.

Иногда не удается установить функциональную связь обобщающего показателя с остальными. В этом случае единичные показатели усредняются и в качестве комплексного принимают средневзвешенные показатели на основе арифметического или геометрического ряда.

Попытки использовать перечисленные выше и другие способы количественной оценки качества ДВС встречаются значительные трудности. Это объясняется не только большим количеством единичных факторов, но и необходимостью их ранжирования и установления их сочетания между собой и связи с обобщенным показателем.

Рассмотрим критерии оценки качества, полученные на основе естественных связей, существующих между аргументами, и сформируем комплексный показатель технико-экономической эффективности функционирования дизеля.

Работа, выполненная дизелем за период эксплуатации,

$$L_{\Phi} = \left(\sum_1^{m_1} N_{ei} \tau_i \right) T_{\Phi},$$

где $T_{\Phi} = T_{\text{рес.д}} k_{\text{рес}}$, $k_{\text{рес}}$ — коэффициент использования ресурса,

$$k_{\text{рес}} = 1 - \left(\sum_1^{m-q} \omega_{в.и}(t) \tau_{в.и} + \sum_1^{m-q} \omega_i(t) \tau_{п.и} + \sum_1^q \omega_{д.и}(t) \tau_{д.и} \right) T_{\text{рес.д}} + \\ + \sum_1^{m-q} k_{и.п} \tau_{и.п} + \sum_1^q k_{и.д} \tau_{и.д} + k_{с.р} \tau_{с.р} + k_{к.р} \tau_{к.р}.$$

Полная работа дизеля, функционирующего безотказно на номинальном режиме в течение полного ресурса (идеальная работа),

$$L_{ид} = N_{ен} T_{\text{рес.д}}.$$

Тогда критерий технической эффективности функционирования дизеля

$$K_T = L_{\Phi} / L_{ид}.$$

Анализ экономических показателей заключается в исследовании входящих в уравнение (110) величин, которые являются аргументами, определяющими уровень технико-экономической эффективности функционирования дизеля. Следует отметить, что показатели, выраженные в абсолютной стоимости, нельзя сравнивать. Поэтому их часто заменяют показателями, отнесенными к аналогичным показателям эталонных ДВС.

Рассмотрим возможность представления затрат $З_{из}$ на проектирование, изготовление и эксплуатацию в относительных величинах. Определим стоимость топлива и масла, израсходованных при безотказной работе дизеля на номинальном режиме в течение полного ресурса:

$$C_{гсм\max} = З_{т\max} + З_{м\max} = (C_{тг.и} + C_{мг.и}) N_{ен} T_{\text{рес.д}}.$$

Это величина абстрактная, но стабильная для каждого дизеля, и значения всех ее компонентов указываются в пас-

портных данных дизеля. Практика эксплуатации показывает, что для дизелей различного назначения затраты на топливо составляют 40...60 % эксплуатационных затрат. Поэтому можно утверждать, что относительная величина затрат будет удовлетворять условию

$$K_э = Z_э / C_{гсм \max} < 1.$$

Показатель $K_э$, называемый коэффициентом экономической эффективности функционирования дизеля, можно представить в виде суммы относительных величин:

$$K_э = K_{гсм} + K_{п} + K_{р} + K_{зп},$$

где $K_{гсм}$, $K_{п}$, $K_{р}$ и $K_{зп}$ — относительные затраты соответственно на горючесмазочные материалы, проведение профилактических, ремонтных работ и на заработную плату, $K_{гсм} = (Z_{гсм}) / C_{гсм \max}$; $K_{п} = Z_{п} / C_{гсм \max}$; $K_{р} = Z_{р} / C_{гсм \max}$; $K_{зп} = Z_{зп} / C_{гсм \max}$.

Таким образом, может быть сформирован коэффициент, являющийся критерием технико-экономической эффективности функционирования дизеля:

$$K_{тэ} = K_{т} K_э = K_{н} K_{рес} K_э.$$

Этот коэффициент характеризует относительную стоимость работы, произведенной дизелем при реальной нагрузке и фактическом времени ее выполнения из определенного ресурсом.

При анализе экономических показателей учитывают затраты на проектирование и изготовление. Для этих целей коэффициент $K_э$ непригоден. Приемлемым можно считать коэффициент экономических затрат $K_{из}$, формируемый с учетом затрат на проектирование и изготовление двигателя $C_{двс}$ и системы технического диагностирования $C_{стд}$.

В идеальном случае спроектированный и изготовленный дизель должен работать без отказов в течение полного ресурса на режиме номинальной мощности, и в использовании СТД нет необходимости. С учетом этого теоретические максимальные экономические затраты

$$Z_{из \max} = C_{двс} + C_{гсм \max}.$$

Отношение суммы реальных экономических затрат к макси-

мальным теоретическим представляет коэффициент (или критерий) экономических затрат

$$K_{из} = Z_{из} / Z_{из \max}.$$

Этот коэффициент может быть представлен как сумма относительных величин:

$$K_{из} = K'_{гсм} + K'_{п} + K'_{р} + K'_{зп} + K_{стд},$$

где $K'_{гсм}$ — стоимость израсходованных горючесмазочных материалов за фактический период эксплуатации,

$$K'_{гсм} = (Z_{г} + Z_{м}) / (C_{гсм \max} + C_{двс});$$

$K'_{п}$ — затраты на профилактические работы,

$$K'_{п} = Z_{п} / (C_{гсм \max} + C_{двс});$$

$K'_{р}$ — затраты на ремонтные работы,

$$K'_{р} = Z_{р} / (C_{гсм \max} + C_{двс});$$

$K'_{зп}$ — затраты на заработную плату,

$$K'_{зп} = Z_{зп} / (C_{гсм \max} + C_{двс});$$

$K_{стд}$ — дополнительные затраты на создание СТД,

$$K_{стд} = C_{стд} / (C_{гсм \max} + C_{двс}).$$

Коэффициент $K_{из}$ представляет относительные затраты на получение единицы работы с учетом расходов на создание энергетической установки.

Таким образом, критерием технико-экономической эффективности функционирования дизеля с учетом его проектирования и изготовления может быть использован коэффициент

$$K_{тиэ} = K_{т} K_{из} = K_{н} K_{рес} K_{из}. \quad (111)$$

Все входящие в уравнения (110) и (111) коэффициенты $K_{п}$, $K_{рес}$, $K_э$ и $K_{из}$ всегда меньше единицы. Следовательно, крите-

рии $K_{тэ} < 1$ и $K_{тиз} < 1$. Таким образом, чем больше значение $K_{тэ}$ и $K_{тиз}$, тем более совершенным и соответствующим конкретным условиям эксплуатации оказывается созданный дизель.

Основным достоинством предложенных критериев является возможность их вычисления для конкретного двигателя без привлечения для такого анализа показателей другого двигателя, сравниваемого с ним. Для выявления более высокого по показателям качества дизеля для каждого из них коэффициенты $K_{тэ}$ и $K_{тиз}$ вычисляют независимо и самостоятельно.

Рассмотренные закономерности позволили выделить конкретные параметры дизеля, определяющие три основных показателя: назначение, надежность, экономичность. Именно они главным образом формируют показатели качества двигателя. Параметры — аргументы находятся в аналитической связи с основными критериями. Поэтому исключается необходимость поиска их весомости при вычислении показателей, характеризующих качество, и проведения исследований, основанных на методе экспертных оценок, и поиска способов сопряжения параметров — аргументов при комплексной оценке качества (арифметический, геометрический, гармонический и т. д.).

Расчеты, проведенные для тепловозного дизеля номинальной эффективной мощностью $N_{ен} = 2200$ кВт, показали, что $K_{тэ} = 0,585$ и $K_{тиз} = 0,337$.

Диагностирование дизелей как один из путей повышения качества

На ранних стадиях развития способов оценки технического состояния ДВС широкое распространение получили органолептические методы. Они основывались на способности человека (субъекта) на основе органов чувств и накопленного опыта выявлять отдельные отклонения в работе дизеля. При небольших размерах двигателя субъективная оценка реально обеспечивала выводы о техническом состоянии. Однако ограниченность возможностей человека различать на слух отклонения от нормы уровня шума работающих элементов привела к применению усилителей (стетоскопов и др.).

По мере увеличения размеров ДВС такие способы становились все менее эффективными, а риск ошибиться в диагнозе мог привести к тяжелым последствиям. Поэтому был начат поиск способов и методов, исключающих субъективность, основанных на объективной инструментальной оценке технического состояния агрегатов, узлов и дизеля в целом. Их развитие привело к возникновению статистического, тестового и функционального диагностирования.

Статистическое диагностирование. В основу диагностирования положен принцип длительного наблюдения за состоянием дизеля в эксплуатации. Для получения достоверных и обоснованных данных необходимо иметь значительное число охватываемых однотипных дизелей, находящихся в одинаковых или близких условиях эксплуатации. Результатом исследования является назначение периодических мер профилактического и, по мнению разработчиков, предупредительного воздействия для поддержания и восстановления дизеля и его структурных подразделений на высоком техническом уровне. В результате создается некоторый обобщенный собирательный и потому абстрактный образ дизеля данного типа и назначения, для поддержания которого на высоком уровне необходимо проводить регламентированные по объему и содержанию периодические профилактические и ремонтно-восстановительные работы.

При такой организации работ основная доля расходов приходится на проверку технического состояния дизеля. Совершенствование СТД позволяет улучшать техническое обслуживание и ремонт и устанавливать наиболее общие типичные недостатки конструкции дизеля. Одним из важных критериев при этом является параметр потока отказов. Так для дизелей тепловозов он составляет $2 \cdot 10^{-5} \dots 2 \cdot 10^{-6}$ км, а число внезапных отказов достигает 20 %. Необходимо отметить, что примерно на 6 % общего числа всех агрегатов и узлов приходится большое количество отказов. К таким агрегатам относятся важнейшие структурные подразделения: поршни, цилиндры, втулки, коленчатые валы, нагреватели. Обнаружение их отказов затруднено. Достоверность оценки их технического состояния при статистическом диагностировании определяют по формуле

$$D = 1 - (P_{пц} + P_{лт}),$$

где $P_{пц}$ — вероятность «пропуска цели» (необнаружения отказа); $P_{лт}$ — вероятность «ложной тревоги».

Согласно имеющимся данным величина D для тепловозов 2ТЭ10Л может достигать 60 %, пропуск цели — 15 %, а пропуск ложных сигналов об отказе до 100 %. Указанные значения свидетельствуют о неудовлетворительности статистических методов контроля.

Тестовое диагностирование. Для дизелей автотракторного типа, имеющих небольшие массу и размеры, применяют тестовое диагностирование. Оно заключается в измерении реакции дизеля на поданный внешний сигнал. При таком диагностировании дизель выводится из эксплуатации и оснащается соответствующей контрольно-измерительной аппаратурой.

Общее техническое состояние подвижных элементов дизеля определяют в результате прокручивания его коленчатого вала

от постороннего источника. Момент, затрачиваемый на прокручивание, сравнивается с эталонным значением, полученным для данного дизеля при неизменных остальных условиях (температуре масла, охлаждающей жидкости, параметрах окружающей среды и др.).

Техническое состояние подвижных деталей и подшипников отдельных цилиндров можно оценивать в результате их отключения на работающем двигателе при неизменной частоте вращения коленчатого вала. Мощность механических потерь в цилиндре с отключенной подачей топлива изменится по сравнению с работающим цилиндром. Однако, если эту мощность в каждом случае, в том числе и для исходного технического состояния дизеля, определяют при остальных неизменных во времени условиях, то можно проследить характер изменения технического состояния каждого отсека дизеля и оценить остаточный ресурс.

Алгоритм оценки технического состояния отдельных цилиндровых комплектов можно составить на основе измерения частоты вращения коленчатого вала при отключении отдельных цилиндров. Для этого на дизель устанавливают эталонный комплект топливной аппаратуры, отрегулированной на идентичную топливоподачу при контрольной частоте вращения. Затем дизель пускают и на режиме холостого хода при контрольной частоте вращения коленчатого вала попеременно отключают топливоподачу в отдельные цилиндры. Относительное изменение частоты вращения по сравнению с ее значением при исходном техническом состоянии дизеля служит мерой ухудшения его состояния.

При таком способе при исходном техническом состоянии дизеля мощность механических потерь в каком-либо цилиндре определяется различием индикаторной мощности при всех работающих цилиндрах и при одном отключенном.

При измененном техническом состоянии дизеля измерения проводят при неизменных положениях реек топливных насосов эталонной аппаратуры.

Относительное изменение мощности механических потерь по мере ухудшения технического состояния комплекта движущихся элементов k -го отсека может служить критерием при оценке технического состояния. Критерием можно считать и относительное изменение механических потерь.

Оценку общего технического состояния дизеля можно осуществить, используя метод выбега. В этом случае в дизеле при исходном и любом промежуточном техническом состоянии отключают подачу топлива при одной и той же частоте вращения.

В результате относительное изменение мощности механических потерь вычисляют по формуле

$$\delta M_j = \left(\frac{d\omega}{d\tau} - \frac{d\omega_0}{d\tau} \right) / \frac{d\omega_0}{d\tau} = \frac{d\omega}{d\tau} / \frac{d\omega_0}{d\tau} - 1 \approx \frac{\Delta\omega}{\Delta\tau} / \frac{\Delta\omega_0}{\Delta\tau} - 1,$$

где ω_0 и ω — угловая скорость коленчатого вала соответственно при исходном и промежуточном техническом состоянии дизеля.

Величины $\Delta\omega/\Delta\tau$ и $\Delta\omega_0/\Delta\tau$ являются тангенсами угла наклона касательной и кривым выбега.

При оценке технического состояния подшипников кривошипно-шатунного механизма к полости цилиндра подсоединяют воздушную магистраль (вместо форсунок). Поршень исследуемого цилиндра устанавливают в ВМТ такта сжатия. Затем в цилиндр подают воздух под давлением, в результате чего детали устанавливаются в исходное положение. Под действием разрежения, создаваемого вакуумным насосом, поршень поднимается, и зазор между пальцем и отверстием в бобышке поршня $\Delta_{\text{пш}}$ замеряют. При увеличении разрежения поднимается палец, в результате чего определяется зазор между ним и верхней головкой шатуна $\Delta_{\text{пшг}}$. Затем в движение приходит шатун, перемещаясь вверх в пределах зазора между шатунной шейкой и подшипником $\Delta_{\text{шшг}}$. Разрежение в надпоршневой полости для определения зазоров подбирают в зависимости от массы каждой детали:

$$\Delta p_{\text{пш}} \geq p_0 - p_{\text{ц1}} \approx m_{\text{п}} / (0,785 D^2),$$

$$\Delta p_{\text{пшг}} \geq p_0 - p_{\text{ц2}} \approx (m_{\text{п}} + m_{\text{пш}}) / (0,785 D^2),$$

$$\Delta p_{\text{шшг}} \geq p_0 - p_{\text{ц3}} \approx (m_{\text{п}} + m_{\text{пш}} + m_{\text{ш}}) / (0,785 D^2),$$

где $p_{\text{ц1}}$, $p_{\text{ц2}}$ и $p_{\text{ц3}}$ — давление в цилиндрах; p_0 — давление в подпоршневой полости; $m_{\text{п}}$, $m_{\text{пш}}$, $m_{\text{ш}}$ — массы соответственно поршневого комплекта, пальца и шатуна в сборе; D — диаметр цилиндра.

Состояние цилиндропоршневой группы и в том числе уплотнений можно определять, и меряя максимальные давления в цилиндрах в конце сжатия при прокручивании коленчатого вала от постороннего источника энергии. Считают, что такую проверку необходимо проводить на прогретом дизеле сразу после работы на определенном режиме. Однако для выявления состояния уплотнений, по-видимому, это не обязательно. Объективная оценка изменения технического состояния уплот-

нений может быть получена при прокручивании коленчатого вала с одной и той же частотой вращения и неизменном тепловом режиме дизеля при любом его техническом состоянии, начиная с исходного.

Другой способ оценки состояния уплотнений цилиндропоршневой группы заключается в следующем. Поршень проверяемого цилиндра устанавливают в ВМТ, вместо форсунки присоединяют шланг от баллона со сжатым воздухом или от нагнетательного насоса. Подавая в надпоршневое пространство воздух под давлением, устанавливают кольца на нижние поверхности канавок. Затем в цилиндр подают воздух под определенным давлением, и источник питания отключают. Снижение давления в цилиндре за определенный промежуток времени позволяет судить о состоянии уплотнений.

Некоторое представление об износе зеркала цилиндра по высоте можно получить, устанавливая поршень в нескольких промежуточных положениях, вплоть до НМТ. Необходимым условием правильной оценки технического состояния цилиндропоршневой группы является неизменное тепловое состояние дизеля при всех измерениях, начиная с момента эксплуатации дизеля.

Для определения неплотности посадки клапанов на седла в цилиндр заливают масло и через отверстие под форсунку в надпоршневую полость подают воздух под некоторым давлением (например, 0,2 МПа) и поддерживают его неизменным в течение испытаний. Для определения негерметичности посадки впускных клапанов исследуемого цилиндра вакуумным насосом откачивают воздух из предварительно перекрытого (в месте подсоединения воздушного фильтра) впускного коллектора. В случае оценки негерметичности пары выпускной клапан — седло воздух откачивают из выпускного трубопровода. По замеренному расходу воздуха определяют герметичность клапанов.

Рассмотренные выше и другие способы тестового диагностирования технологически сравнительно просты. Однако они связаны с выводом дизеля из эксплуатации, его остановкой, некоторым дооборудованием специальными контрольными и измерительными устройствами и даже частичной разборкой. Это относится не только к рассмотренным, но и другим узлам и системам (масляной, топливной и др.). Очевидные недостатки такого диагностирования обуславливают использование некоторых способов функциональной оценки технического состояния автотракторных дизелей (по расходу картерных газов, расходу масла на угар, перепаду давления на фильтрах и др.).

Функциональное диагностирование. Рассматриваемый способ оценки состояния дизеля предусматривает получение необходимых данных без его разборки и вывода из эксплуатации. Он заключается в том, что в процессе эксплуатации дизеля на

определенных режимах работы измеряется заранее определенный спектр параметров, называемых информативными. Каждому исследуемому элементу в любой момент эксплуатации свойственно множество размеров, измерение которых в работающем дизеле невозможно. Поэтому измеряют некоторые косвенные параметры, которые однозначно характеризуют комплекс размеров элемента или сопряжения. Особенностью такого диагностирования является измерение достаточно ограниченного числа параметров из-за трудностей размещения первичных измерительных устройств.

Функциональное диагностирование предполагает индивидуальную оценку состояния конкретного дизеля от начала функционирования на обкаточном или сдаточном стенде и до конца эксплуатации. При этом непрерывно или через определенные, обоснованно выбранные промежутки времени, проводят необходимые измерения. Все измерения первичных параметров в любой момент эксплуатации должны происходить при одних и тех же внешних определяющих показателях работы. Как правило, это фиксированные эффективная мощность и частота вращения коленчатого вала. Однако в качестве неизменных показателей могут быть выбраны часовой расход топлива и частота вращения коленчатого вала или коэффициент избытка воздуха и частота вращения. Два последних варианта сложнее и для эксплуатационных условий являются в достаточной степени искусственными. Делаются попытки диагностировать дизель непосредственно в режимах эксплуатации.

Общим для всех диагностических режимов является необходимость одновременного (теоретически) или за очень короткий промежуток времени получения информативных параметров. Совокупность всех измеряемых параметров и показателей должна находиться в устойчивой равновесной связи, т. е. соответствовать стационарному режиму работы дизеля. При эксплуатации для рассматриваемых типов дизелей (автомобильных, тепловозных, судовых) такое условие трудно выполнимо. Поэтому полноценный диагноз может быть получен при нагружении автомобиля на специальном стенде (например, с беговыми барабанами), а тепловоза — при реостатном нагружении.

Сложнее диагностировать главный судовой дизель, работающий непосредственно на винт. В этом случае необходимо заранее установить интервал времени, в течение которого при установлении неизменных N_e и n займут устойчивое равновесие все остальные и в первую очередь измеряемые параметры и, выдерживая этот режим, проводить измерения. Если такое условие выполнить невозможно, то диагностическая модель и алгоритм диагностирования в своей структуре должны учитывать отклонения показателей и параметров дизеля при переменных (внешних) условиях работы. Такая диагностическая модель значительно усложняется из-за необходимости полноценного

описания возможного рассогласования показателей дизеля и турбокомпрессора, различия тепловой и механической напряженности при переменных режимах. Все это свидетельствует о сложности задач функционирования. Однако при его применении оценивается состояние конкретного дизеля и его элементов, а не некоторого абстрактного обобщенного, как это делается при статистических методах оценки состояния.

При тестовом диагностировании в течение оценки технического состояния на дизеле, выведенном из эксплуатации, должны быть проведены некоторые монтажно-демонтажные работы. Таким образом, очевидны связанные с таким диагностированием потери и неприемлемость его по крайней мере для тепловозных и судовых дизелей.

Следует отметить, что разборка дизеля через определенные промежутки времени и обмер элементов конструкции не дает желаемых результатов, так как в период работы между сопрягаемыми элементами устанавливается другое сочетание размеров и зазоров, определяемое характером механического и теплового нагружения. Кроме того, нарушение функционально-кинематических звеньев и связей при последующей сборке ведет к интенсивному износу вследствие обкатки и приработки.

Сравнение различных видов диагностирования создает лишь качественную картину преимуществ и недостатков. Тем не менее очевидны преимущества функционального диагностирования для дизелей транспортного типа.

Применяемые в настоящее время методики оценки качества дизелей по показателям назначения, надежности и экономическим показателям имеют ряд существенных недостатков:

- отсутствует необходимый для полной оценки обоснованный синтез параметров — аргументов;

- имеющиеся решения базируются на методах формально-статистических взаимосвязей, используемых для оценки качества параметров — аргументов;

- для вычисления показателей качества необходимо использовать данные о других дизелях. При отсутствии таких данных определение показателей качества конкретного анализируемого дизеля невозможно.

Рассмотренная методика имеет следующие отличия:

- анализ технико-экономических показателей и параметров дизелей, основанный на использовании аналитических взаимосвязей, позволил выделить состав параметров — аргументов, необходимый и достаточный для выявления качества на основе показателей назначения, надежности и экономических показателей;

- применение показателей — аргументов при вычислении показателей качества без нарушения их аналитических связей, исключает произвольное толкование степени их важности при установлении уровня качества;

разработана методика количественной оценки комплексного показателя качества на основе предложенных критериев технико-экономической эффективности функционирования дизеля. При этом определение показателей качества в относительных величинах для конкретного анализируемого дизеля осуществляется без привлечения данных о других ДВС. В связи с этим нет необходимости в выборе или формировании некоторого эталонного двигателя. Для оценки уровня качества каждого из сравниваемых дизелей однотипные относительные показатели определяются независимо.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автоматизированные системы диагностирования: Справочная карта: Приборы диагностирования двигателей внутреннего сгорания. М., 1977. Карта № 38.
2. Артоболевский И. И., Бобровницкий Ю. И., Генкин М. Д. Введение в акустическую динамику машин. М., 1979. 296 с.
3. Асатурян В. И. Теория планирования эксперимента. М., 1983. 247 с.
4. Ахмедзянов А. М., Юлдыбаев А. Х. Вопросы технической диагностики состояния авиационных двигателей//Испытания авиационных двигателей. Уфа, 1977. Вып. 5. 162 с.
5. Башкиров Р. М., Кислов В. Г., Павлов В. А., Попов В. Я. Надежность топливной аппаратуры тракторных и комбайновых дизелей. М., 1978. 184 с.
6. Биргер И. А. Техническая диагностика. М., 1979. 270 с.
7. Венцель С. В. Смазка и долговечность ДВС. Киев, 1977. 156 с.
8. Васильев Б. В., Кофман Д. И., Эренбург С. Г. Диагностирование технического состояния судовых дизелей. М., 1982. 144 с.
9. Вибрации в технике: Справочник: В 6 т. М., 1980. Т. 3: Колебания машин, конструкций и их элементов/Под ред. Ф. М. Диментберга, К. С. Колесникова. 544 с.
10. Вибрации в технике: Справочник в 6 т. М., 1981. Т. 5: Измерения и испытания/Под ред. М. Д. Генкина. 1981. 486 с.
11. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов/Ф. Я. Балицкий и др. М., 1984. 119 с.
12. Возницкий И. В., Камкин С. В., Шлинев В. П., Осташенко В. Ф. Рабочие процессы судовых дизелей. М., 1979. 208 с.
13. Возницкий И. В., Орехов Ю. А., Пунда А. С. Диагностирование рабочего процесса судового дизеля//Судовые энергетические установки. 1980. № 8. С. 18—23.
14. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика. М., 1977. 479 с.
15. Горелик А. Л., Скрипкин В. А. Методы распознавания. М., 1977. 222 с.
16. Григорьев В. Г., Островский Э. С., Беспалова Е. И. Автоматизированные системы управления испытаниями двигателей внутреннего сгорания//Двигатели внутреннего сгорания. 1982. № 30. С. 1—38.
17. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для вузов/С. И. Ефимов, Н. Д. Иващенко, В. И. Ивни и др.; Под общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М., 1985. 456 с.
18. Двигатели внутреннего сгорания (тепловозные дизели и газотурбинные установки): Учебник для вузов/А. Э. Симсон, А. З. Хомич, А. А. Куриц и др. М., 1980. 384 с.
19. Джонсон Н., Лион Ф. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы обработки данных. М., 1980. 436 с.
20. Диагностирование топливной аппаратуры дизельных автомобилей. М., 1977. 42 с.
21. Динамика авиационных газотурбинных двигателей/В. О. Бауэр,

- И. А. Биргер, Р. И. Исаев и др.; Под ред. И. А. Биргера, Б. В. Шорра. М., 1981. 231 с.
22. Ждановский Н. С., Аллилуев В. А., Николаенко А. В., Улитовский Б. А. Диагностика автотракторных двигателей. Л., 1977. 264 с.
23. Захаров С. М., Никитин А. П., Загорянский Ю. А. Подшипники коленчатых валов тепловозных дизелей. М., 1981. 181 с.
24. Итинская Н. И., Кузнецов Н. А. Справочник по топливу, маслам и техническим жидкостям. М., 1982. 208 с.
25. Исаев А. И. Конструирование топливной аппаратуры//Тр. Ярославского технологического ин-та. 1971. С. 1—98.
26. Карасев В. А., Максимов В. П., Сидоренко М. К. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей. М., 1978. 132 с.
27. Кеба И. В. Диагностика авиационных газотурбинных двигателей. М., 1980. 247 с.
28. Келер К. А. Диагностика автомобильных двигателей. Ужгород, 1977. 120 с.
29. Костенко С. И., Бобков Ю. К., Горский Ю. М., Чернышев Н. А. Техническая диагностика двигателей внутреннего сгорания по параметрам рабочих процессов. М., 1975. 110 с.
30. Костин А. К., Ларионов В. В., Михайлов Л. И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: Справочное пособие. Л., 1979. 222 с.
31. Лернер М. О. Химические регуляторы горения моторных топлив. М., 1979. 224 с.
32. Магнус К. Колебания: Введение в исследование колебательных систем: Пер. с нем. М., 1982. 304 с.
33. Мальцев В. М., Мальцев М. И., Кашпаров Л. Я. Основные характеристики горения. М., 1977. 320 с.
34. Методы и средства технической диагностики. Обзорная информация. М., 1981. Вып. 1. 21 с.
35. Надежность систем энергетики. Терминология. М., 1980. 19 с.
36. Никитин Е. А., Станиславский Л. В., Бритик С. А. и др. Оценка технического состояния топливной аппаратуры дизелей по параметрам рабочего процесса//Двигателестроение. 1985. № 2. С. 33—36.
37. Никитин Е. А., Станиславский Л. В., Улановский Э. А. и др. Диагностирование дизеля по данным теплового баланса//Двигателестроение. 1982. № 10. С. 60—61.
38. Овсянников М. К., Петухов В. А. Эксплуатационные качества судовых дизелей. Л., 1982. 208 с.
39. Основы технической диагностики/Под ред. П. П. Пархоменко. М., 1976. 462 с.
40. Отнес Р., Энноксон Л. Прикладной анализ временных рядов. Основные методы. М., 1982. 428 с.
41. Петриченко М. Р., Петриченко Р. М. Конвективный теплообмен в поршневых машинах. Л., 1979. 232 с.
42. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов/Под ред. Э. Лецкого. М., 1977. 232 с.
43. Поллард Дж. Справочник по вычислительным методам статистики. М., 1982. 244 с.
44. Попков В. И., Мышинский Э. Л., Попков О. И. Виброакустическая диагностика в судостроении. Л., 1983. 256 с.
45. Рабинер Л. Р., Гоулд Б. Теория и применение цифровой обработки сигналов. М., 1978. 848 с.
46. Райншке К. Модели надежности и чувствительности систем. М., 1979. 452 с.

47. Райков И. Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания. М., 1975. 320 с.
48. Розенблит Г. Б. Теплопередача в дизелях. М., 1977. 216 с.
49. Семесенко М. П. Случайные процессы в системах управления. Киев, 1986. 192 с.
50. Состояние и перспективы развития технической диагностики дизелей. М., 1981, № 4, с. 1—31.
51. Stanislawski Л. В. Техническое диагностирование дизелей. Киев, 1983. 136 с.
52. Stanislawski Л. В., Улановский Э. А., Игнатов О. Р., Нестеров И. Э. Влияние технического состояния цилиндропоршневой группы на показатели дизеля//Двигателестроение. № 11. 1983. С. 37—38.
53. Stanislawski Л. В., Игнатов О. Р. Влияние утечек газов через неплотности цилиндропоршневой группы на технико-экономические показатели дизеля. Ворошиловград, 1980. Деп. в ЦНИИТЭИТЯЖМАШ 24.12.80, № 678.
54. Stanislawski Л. В., Дзедина О. П. и др. Расчетно-экспериментальное определение температуры и коэффициента остаточных газов. Ворошиловград, 1982. Деп. в ЦНИИТЭИТЯЖМАШ 8.04.83. № 1082тм-Д83.
55. Stanislawski Л. В., Дзедина О. П., Волокиткин А. В. Очистка камеры сгорания дизеля при продувке. Ворошиловград, 1983. Деп. в ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 12.02.83. № 1081тм-Д83.
56. Стефановский Б. С. Теплонапряженность деталей быстроходных поршневых двигателей. М., 1979. 128 с.
57. Сыромятников В. Ф. Автоматика как средство диагностики на морских судах. Л., 1979. 309 с.
58. Таблицы планов эксперимента для факторных и полиномиальных моделей: Справочное издание/Под ред. В. В. Налимова. М., 1982. 751 с.
59. Теплотехнический справочник: В 2 т./Под ред. В. Н. Юренева и П. Д. Лебедева. М., 1975. 744 с.
60. Техническая диагностика тракторов и зерноуборочных комбайнов. М., 1979. 287 с.
61. Турбокомпрессоры для наддува дизелей: Справочное пособие. Л., 1975. 200 с.
62. Тярсов А. К. Методика расчета виброускорений дизельных втулок и рубашек втулок цилиндров подвешенного типа//Двигателестроение. 1982. № 2. С. 13—14.
63. Устинов А. Н. Исследование поршневых колец дизелей. Саратов, 1974. 126 с.
64. Фомин Ю. Я., Никонов Г. В., Ивановский Г. В. Топливная аппаратура дизелей: Справочник. М., 1982. 168 с.
65. Фомин Ю. Я. Топливная аппаратура судовых дизелей. М., 1975. 216 с.
66. Харазов А. М. Техническая диагностика гидроприводов машин. М., 1979. 112 с.
67. Харрис С. М., Крид Ч. И. Справочник по ударным нагрузкам: Пер. с англ. Л., 1980. 360 с.
68. Хомич А. З., Симсон А. Э. и др. Диагностика и регулировка тепловозов. М., 1977. 220 с.
69. Чайнов Н. Д. и др. Тепломеханическая напряженность деталей двигателей. М., 1977. 153 с.
70. Черкез А. Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений. М., 1975. 380 с.
71. Эберле М. К. Система диагностики дизелей/ВЦП. № А-22703. М.,

Пер. ст. Eberle M. K. из журн: Shipcase International. 1977. Vol. 9, № 3. Р. 11—13.

72. Эндо Я., Исеки Я., Цухаи М. Некоторые вопросы замера давления в цилиндре и диагностика отдельных узлов дизельного двигателя/ВЦП. № Ц-79981. М., Пер. кн.: Endo J., Iseki J., Tsuchi M. Aspects of Measuring Cylinder Pressure and Diagnostics of Parts on the Diesel Engine. 1973. 13 p.

73. Эстрин О. В., Бондаренко В. В., Корсаков И. С., Камфер Г. М. О возможном механизме коксообразования и сажеобразования в дизелях/ Всесоюзный научно-исследовательский институт по переработке нефти. М. 1983. 11 с. Деп. в ЦНИИТЭнефтехим, 13. 05. 83, № 94нх-Д83.

74. Haddad S. D. Diagnosis of abnormal operation in diesel engines using vibration oscillographs and frequency analysis//Acoustics 80 Spring Conf. London, 1980.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
I. Математические методы, используемые при диагностировании дизелей	5
Аспекты технической диагностики	5
Определение информативной ценности параметров	8
Вероятностные и статистические методы	11
Использование математических моделей объекта диагностирования	14
Статистические методы построения математической модели объекта диагностирования	22
II. Методы гидрогазодинамики в математических моделях диагностирования дизеля	30
Взаимосвязь конструкции дизеля и закономерностей термогазодинамики как основа формирования диагностических параметров	30
Оценка технического состояния топливной аппаратуры	79
Оценка технического состояния смазочной системы и ее основных элементов	88
Оценка технического состояния подшипников коленчатого вала	95
Оценка технического состояния агрегатов системы воздухообеспечения	102
Оценка технического состояния узлов системы охлаждения	110
Оценка технического состояния механизма газораспределения и его привода	113
III. Оценка технического состояния элементов конструкции двигателя методами виброакустической диагностики	117
Цилиндропоршневая группа	117
Форсунка	124
Турбокомпрессор	138
IV. Системы технического диагностирования дизелей	149
Принципы построения систем технического диагностирования	149
Особенности систем технического диагностирования	151
V. Основы построения системы технического диагностирования	164
Анализ отказов	164
Общие требования к системам технического диагностирования	167
Принципы структурного построения систем технического диагностирования	169
Экономическая оценка систем технического диагностирования	173
Предельно допустимое ухудшение технического состояния дизеля между профилактическими воздействиями	178

VI. Обоснование и выбор измерительной аппаратуры	182
Математическая модель и алгоритм как основа выбора измерительной аппаратуры	182
Методика расчета допустимой погрешности диагностических параметров и выбор измерительной аппаратуры	185
VII. Качество как обобщенное свойство дизеля	191
Показатели качества	191
Формирование обобщенного показателя качества на основе анализа технико-экономической эффективности функционирования дизеля	206
Диагностирование дизелей как один из путей повышения качества	210
Список литературы	218

Введение

I. Мате

Аспекти
Опреде
Вероят
Исполь
Статис
диагнос

II. Мет
рова

Взаимс
мики
Оценки
Оценки
ных э.
Оценки
Оценки
Оценк
Оценк
приво

III. Оце
мет

Цилин
Форсу
Турбо

IV. Сис

Прин
Особ

V. Оси

Анали
Общи
Прин
рова
Экон
Пред
межд

ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ИЗДАНИЕ

Евгений Александрович Никитин,

Леопольд Викторович Станиславский,

Эдуард Александрович Улановский и др.

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ДИЗЕЛЕЙ

Редактор Н. Ю. Скачкова
Художественный редактор С. С. Водчик
Переплёт художника К. К. Федорова
Технический редактор Т. С. Старых
Корректоры Т. В. Багдасарян, О. Е. Мишина

ИБ № 5110

Сдано в набор 25.11.86. Подписано в печать 26.03.87. Т-04616. Формат 60×90^{1/16}.
Бумага офсетная № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 14,0.
Усл. кр.-отт. 14,0. Уч.-изд. л. 14,3. Тираж 5200 экз. Заказ 1855. Цена 1 р. 20 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение»,
107076, Москва, Стромынский пер., 4.

Московская типография № 6 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
109088, Москва, Ж-88, Южнопортовая ул., 24.