

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ

ОДЕССКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ МОРСКОГО ФЛОТА

На правах рукописи

КОЛЕСОВ Игорь Всеволодович

УДК 621.431.74.03.001.5

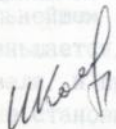
ОПТИМИЗАЦИЯ УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ВПРЫСКИВАНИЯ
ТОПЛИВА В СУДОВЫХ ДИЗЕЛЯХ

Специальность 05.08.05 -

Судовые энергетические установки и их элементы
(главные и вспомогательные)

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук



Одесса - 1993



Диссертация является р

Работа выполнена в Одесском институте инженеров морского флота.

Научный руководитель – академик АТ Украины, доктор технических наук, профессор Фомин Юрий Яковлевич.

Официальные оппоненты:

1. Академик АНТК Украины, доктор технических наук, профессор Конаков Геннадий Алексеевич.
2. Кандидат технических наук, доцент Матвиенко Валерий Петрович.

Ведущая организация: Южный научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт морского флота Министерства транспорта Украины, г.Одесса.

Защита состоится 1 февраля 1994 года в 14.00 на заседании специализированного ученого Совета К 101.04.03. в Одесском институте инженеров морского флота: 270029, г.Одесса, ул. Мечникова, 34, ОИИМФ (конференцзал).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Одесского института инженеров морского флота, г.Одесса, ул. Мечникова, 34.

Автореферат разослан 30 декабря 1993 года.

Ученый секретарь специализированного ученого Совета
кандидат технических наук, доцент Л.В.Князев

Общая характеристика работы

АКТУАЛЬНОСТЬ ТЕМЫ. В последние десятилетия в мировом судостроении сложилась тенденция к оборудованию строящихся судов мощными и высоконапряженными малооборотными и среднеоборотными дизелями. Эта тенденция получила широкое распространение и в отечественном судостроении. Дальнейший рост цен на жидкое топливо и высокий удельный вес его стоимости в общем балансе расходов на эксплуатацию транспортного судна определили основным направлением развития судового дизелестроения стремление к повышению эксплуатационной экономичности. Для этого есть большие резервы, заключающиеся в работе двигателей на сниженных нагрузках при поддержании значений максимального давления сгорания P_z на наивысшем допустимом уровне, поскольку, как известно, удельный расход топлива снижается с ростом отношения P_z / P_e , где P_e - среднее эффективное давление.

На использовании этой закономерности основана концепция "эластичности" двигателя, идея которой заключается в предоставлении владельцу судна возможности выбора использовать полную мощность главного двигателя, либо, снизив проектную скорость судна, получить максимально возможную экономию топлива.

При реализации принципа "эластичности" весьма перспективно применение плунжерных пар, кромки начала подачи которых имеют сложную конфигурацию, обеспечивающую автоматическое регулирование впрыскивания топлива в зависимости от режима работы. По мере уменьшения нагрузки от 100% до 75% угол опережения впрыскивания топлива все время растет, что позволяет сохранить практически неизменным максимальное давление сгорания. При дальнейшем снижении нагрузки угол опережения впрыскивания уменьшается, что необходимо для обеспечения "мягкой" работы дизеля, и примерно при 50% нагрузке давление сгорания по величине становится таким же, как и при использовании насоса стандартной конструкции. Применение такой конструкции ТНВД, например, на дизелях фирмы "МАН - Б и В" серии L-GB обеспечило повышение экономичности на 1 - 2% во всем диапазоне от 100% до 50% максимальной длительной мощности.

В связи с этим, чтобы иметь возможность рассчитать процесс впрыскивания топлива, который в значительной мере определяет рабочий процесс дизеля, при сложной конфигурации распределительных кромок плунжера необходимо разработать методику определения проходного сечения отверстий втулки в зависимости от положения плунжера ТНВД.

Известно, что параметры процесса впрыскивания топлива обычно оптимизируют с учетом работы дизеля на номинальном режиме. Однако на этом режиме судовые дизели практически не эксплуатируются, а работают при частичных нагрузках. Наиболее просто в данном случае на повышение экономичности дизеля можно воздействовать путем изменения угла опережения φ_{on} впрыскивания топлива. В связи с этим актуальной является задача оптимизации угла опережения при работе дизеля на всех эксплуатационных режимах, что дает возможность добиться повышенной экономичности уже существующих дизелей при условии замены штатных плунжерных пар на плунжерные пары со сложной конфигурацией распределительных кромок, обеспечивающих такие значения угла φ_{on} , при которых будет получен номинальный индикаторный расход топлива для соответствующего режима работы с учетом выполнения условий, исключающих механическую и тепловую перегрузки деталей дизеля.

Оптимизация угла φ_{on} при работе дизеля на любых режимах актуальна и для вновь разрабатываемых дизелей независимо от принятого конструктивного решения системы VIT (Variable Injection Timing), обеспечивающей регулирование угла φ_{on} при изменении нагрузки.

ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ. Целью диссертационной работы является разработка метода и программы оптимизации угла опережения впрыскивания топлива в судовых дизелях, работающих на режимах винтовой и нагрузочной характеристик.

Для ее достижения решены следующие задачи:

- разработана математическая модель оптимизации угла опережения впрыскивания топлива в судовых дизелях, работающих на режимах винтовой и нагрузочной характеристик;

- уточнен комплексный метод расчета рабочего процесса совместно с расчетом топливоподачи;

- уточнена математическая модель процесса впрыскивания топлива в случае установки в насосах высокого давления плунжерных пар, имеющих сложную конфигурацию распределительных кромок;

- разработаны алгоритмы, составлены и отлажены программы расчетов на ЭВМ по уточненным методам расчета процесса впрыскивания топлива, рабочего процесса дизеля и оптимизации угла опережения впрыскивания;

- проведена экспериментальная проверка математической модели оптимизации угла опережения впрыскивания топлива.

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ. Математические модели составлены с учетом современных теорий процессов топливоподачи и рабочего процесса дизеля. Теоретические исследования выполнены на ЭВМ, экспериментальная проверка результатов теоретического исследования осуществлена на дизелях 8VD 26/20 AL-2, 18PC2.2V-400 и 6ЧН 25/34.

НАУЧНАЯ НОВИЗНА исследования состоит в следующем:

- уточнен метод расчета процесса впрыскивания топлива ТНВД с плунжерными парами, имеющими сложную конфигурацию распределительных кромок;

- уточнен комплексный метод расчета рабочего процесса и топливоподачи;

- разработана математическая модель и программа расчета на ЭВМ оптимизации угла опережения впрыскивания топлива в дизелях.

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЦЕННОСТЬ результатов исследования заключается в разработке метода и программы оптимизации угла опережения впрыскивания топлива в судовых дизелях, работающих на режимах винтовой или нагрузочной характеристик, что позволяет повысить экономичность как проектируемых, так и эксплуатируемых дизелей. Разработанные метод и программа гидродинамического расчета топливных систем с ТНВД, имеющими плунжеры со сложной конфигурацией золотниковой части, позволяют проводить модернизацию эксплуатируемых дизелей с целью повышения их экономичности во всем диапазоне эксплуатационных режимов.

ДОСТОВЕРНОСТЬ полученных результатов обеспечена соответствующей подготовкой экспериментальной базы, включающей

метрологический контроль измерительной аппаратуры, а также применением методов оценки погрешностей натурального и численного экспериментов. Это подтверждается адекватностью теоретической модели результатам экспериментальных исследований.

НА ЗАЩИТУ ВНОСЯТСЯ:

- уточненный метод расчета процесса впрыскивания топлива ТНВД, плунжеры которого имеют сложную конфигурацию нагнетательной и отсечной кромок;

- математическая модель оптимизации угла опережения впрыскивания топлива в дизелях.

Полученные результаты позволили сформулировать следующее НАУЧНОЕ ПОЛОЖЕНИЕ: оптимизация угла опережения впрыскивания топлива позволяет повысить экономичность судовых дизелей на всех эксплуатационных режимах работы.

ВНЕДРЕНИЕ. Результаты работы внедрены в Центральном научно-исследовательском дизельном институте, на дизелестроительных заводах "Двигатель революции" и ПО "Коломенский завод", а также в учебном процессе ОИИМФ при дипломном проектировании по специальности 14.04 "Проектирование и производство судового энергетического оборудования", что подтверждено соответствующими документами.

АПРОБАЦИЯ РАБОТЫ. Основные результаты работы доложены и одобрены на научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава ОИИМФ (г. Одесса, 1986-1992 г.г.) и НКИ (г. Николаев, 1986 г.), научно-технической конференции молодых специалистов ЧМП (1987 г.), Всесоюзной научной конференции "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания" (г. Москва, 1987 г.), Всесоюзной научно-производственной конференции "Механика машин и систем машин водного транспорта" (г. Одесса, 1990 г.). По теме диссертации опубликовано семь работ.

СТРУКТУРА И ОБЪЕМ ДИССЕРТАЦИИ. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы (89 наименований) и Приложений. Объем работы 178 страниц, в том числе 30 рисунков, 14 таблиц. В Приложениях приведены акты внедрения результатов работы и программа для ЭВМ оптимизации угла опере-

жения впрыскивания топлива с расшифровкой исходных данных и результатов расчета.

Содержание работы

В первой главе рассматриваются современные методы расчета рабочего процесса и топливоподачи в дизелях, а также методы оптимизации их параметров. На основе анализа этих методов и возможности их применения для нахождения оптимального значения угла опережения впрыскивания топлива, обеспечивающего повышение экономичности дизеля в зависимости от режима его работы, сформулированы следующие основные выводы:

а) одним из эффективных и конструктивно сравнительно простых способов, обеспечивающих оптимальные значения угла опережения впрыскивания топлива и нашедших широкое применение в практике дизелестроения, является применение ТНВД со сложной конфигурацией распределительных кромок золотниковой части плунжера. Однако метод гидродинамического расчета возможно применить для расчета процесса топливоподачи ТНВД такого типа только после внесения в него ряда уточнений;

б) необходимо уточнение комплексного метода расчета рабочего процесса и топливоподачи применительно к дизелям с ТНВД, плунжеры которых имеют сложные распределительные кромки;

в) отсутствуют математическая модель и программное обеспечение для оптимизации угла опережения впрыскивания топлива в судовых дизелях в зависимости от режима работы двигателя.

Таким образом, была сформулирована следующая цель диссертационного исследования: разработка метода и программы оптимизации угла опережения впрыскивания топлива в судовых дизелях, работающих на режимах винтовой и нагрузочной характеристик. Такой метод позволит проводить оптимизацию угла опережения впрыскивания топлива с целью повышения экономичности работы двигателя на различных эксплуатационных режимах.

Во второй главе приводится комплексная математическая модель расчета, в основу которой заложен метод расчета рабочего процесса дизеля на базе первого закона термодинамики с учетом тепловыделения в процессе сгорания, предложенный В.И. Квятковским и В.С. Семеновым.

Используемые в уравнениях тепловыделения значения количества топлива Q_{Σ} , впрыснутого за период задержки самовоспламенения, цикловой подачи топлива $Q_{\text{ц}}$ и продолжительности впрыскивания $\varphi_{\text{вп}}$ определены на основании конструктивных параметров дизеля и его топливной аппаратуры по методу Ю.Я. Фомина, базирующемуся на совместном решении уравнений движения топлива в топливопроводе высокого давления и уравнений, отражающих происходящие в топливном насосе высокого давления процессы. Комплексное использование этих двух методов дает возможность определения мощности двигателя и основных параметров рабочего процесса и топливоподачи в зависимости от режима работы двигателя. Но для дизелей с автоматическим регулированием угла опережения впрыскивания топлива использование данной комплексной математической модели ограничивалось отсутствием метода расчета проходных сечений отверстий втулки плунжера при их перекрытии плунжерными распределительными кромками сложной конфигурации.

Нагнетательные кромки представляют собой различные комбинации дуговых и линейных участков (рис. 1), отсечные - линейных. Поэтому в работе и был предложен метод, базирующийся на введении так называемых "характерных ходов", соответствующих различным этапам хода плунжера, при которых меняются закономерности определения проходных сечений отверстий (рис. 2).

До тех пор, пока отверстия втулки плунжера не начали перекрываться ни одной из кромок, проходное сечение отверстий равно максимальному, т.е. $f'_g = f'_{g,\text{max}} = \pi r_g^2$. При частичном перекрытии окна проходная площадь отверстия зависит от положения кромки относительно центра отверстия и определяется как сумма площадей геометрических фигур, образуемых окружностью отверстия и элементами кромки плунжера. Например, для схемы "а" на рис. 1, проходное сечение отверстия равно (рис. 3):

при нижнем положении кромки

$$f'_g = f'_{g,\text{max}} - (S - S_1 - S + F_1 + F_2 + S_{c1} + S_{c2}); \quad (1)$$

при верхнем положении кромки

$$f'_g = S - S_1 + S + F_1 + F_2 + S_{c1} + S_{c2}, \quad (2)$$

где S - площадь сектора МОК;

S_1 - площадь треугольника АОВ;

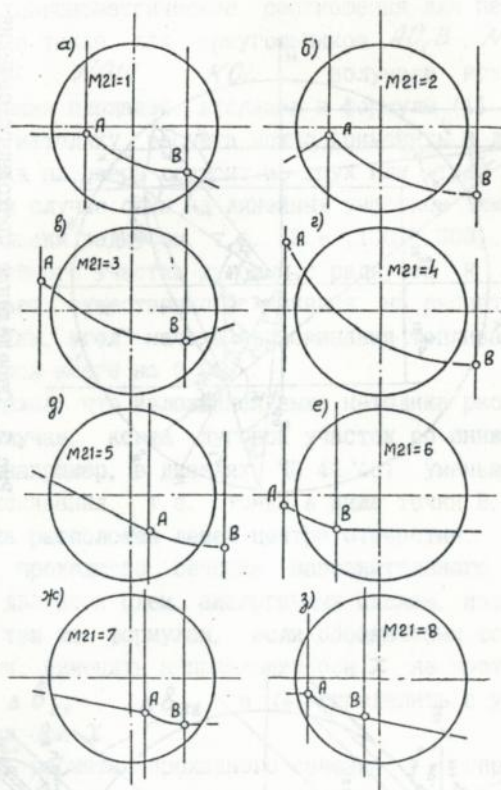


Рис. 1. Схемы перекрытия окна втулки нагнетательной кромкой плунжера

- S - площадь сегмента AdBA;
- F_1 - площадь фигуры NAM;
- F_2 - площадь фигуры KBL;
- S_{c1} и S_{c2} - площади сегментов, образованных при пересечении окружности отверстия соответственно левым и правым линейными участками кромки.

Если $h > h_{в41}$ в случае нижнего положения нагнетательной кромки (кромка AN') или $h < h_{в41}$ в случае верхнего положения кромки, то величина F_1 в формулы (3) и (4) подставляется со знаком "минус". Площадь $F_2 < 0$ при $h >$

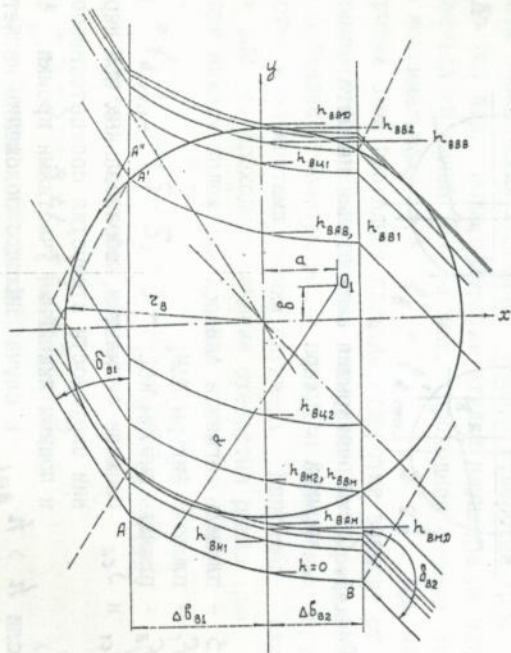


Рис. 2. Характерные ходы плунжера

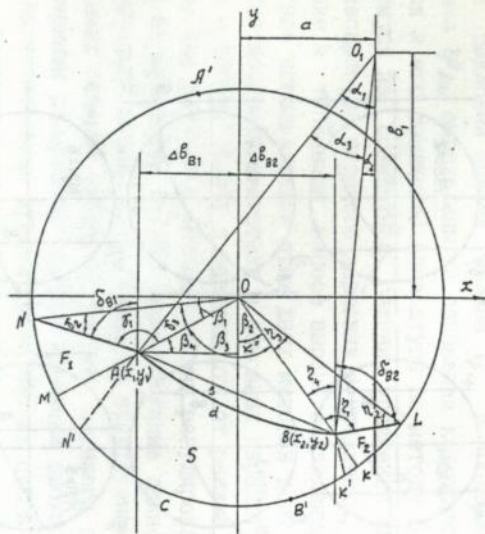


Рис. 3. Определение проходного сечения отверстия в схеме "а" при нижнем положении нагнетательной кромки плунжера

$> h_{B42}$ для нижнего положения кромки (кромка BL') и при $h < h_{B42}$ для верхнего положения кромки.

Используя тригонометрические соотношения для перечисленных выше фигур, а также для треугольников AO, B, NOA, BOL и секторов AO, B, NOM, KOL , получаем возможность определить значения площадей, входящих в формулы (1) и (2).

Изложенную методику расчета можно применить и для случаев, когда кромка плунжера состоит из двух или трех линейных участков. В этом случае один из линейных участков заменяем дугой с очень большим радиусом, т.е. $R = (100 \div 300) z_8$.

Замена линейного участка дуговым с радиусом $R = 200 z_8$ уже не оказывает существенного влияния на расчет процесса впрыскивания. Так, угол начала впрыскивания топлива в дизеле ЧН 26/26 изменился всего на $0,05^\circ$.

Анализ показал, что изложенная выше методика расчета применима и для случая, когда дуговой участок со снижением нагрузки дизеля (например, в дизелях ЧН 40/46) уменьшает угол опережения впрыскивания, т.е. точка А ниже точки В, а центр дугового участка расположен левее центра отверстия. В данном случае расчет проходного сечения дополнительного отверстия осуществляется для всех схем, аналогичных схемам, изображенным на рис. 1, по тем же формулам, если обозначения точек А и В поменять местами, изменить направление оси x на противоположное, а знаки у $\Delta \delta_{B1}$, $\Delta \delta_{B2}$ и a определить с учетом нового направления оси x .

Погрешность расчета проходного сечения f'_8 определяется лишь погрешностями вычисления тригонометрических функций. Поэтому при расчете на ЭВМ эти погрешности очень малы и их не следует учитывать. Однако уточнение методики расчета f'_8 в случае сложных кромок начала подачи оказывает заметное влияние на расчетные параметры процесса впрыскивания топлива. Так, после замены сложной кромки линейной (на примере экспериментальной топливной аппаратуры) различие по углу начала впрыскивания топлива составило $2,8^\circ$.

В главе приведены также алгоритмы программ для ЭВМ, позволяющих производить расчеты по вышеупомянутым методам, и указаны необходимые коррективы для базовых программ расчета процесса впрыскивания топлива.

В третьей главе предложена методика проведения оптимизации угла опережения впрыскивания топлива, базирующаяся на комплексном расчете рабочего процесса и топливоподачи.

Оптимальным углом опережения $\varphi_{оп.опт}$ является такой угол, при котором обеспечивается наименьший удельный индикаторный расход топлива при выполнении следующих ограничительных условий:

максимальное давление сгорания

$$p_z \leq p_{z.доп}; \quad (3)$$

максимальная скорость нарастания давления газов в рабочем цилиндре

$$dp/d\varphi \leq (dp/d\varphi)_{доп}, \quad (4)$$

где значок "доп" относится к предельно допустимым значениям максимального давления сгорания и максимальной скорости нарастания давления газов.

Ограничение по температуре отработавших газов не учитывалось, так как проведенный анализ значений данной температуры при очень широком изменении угла опережения позволил сделать вывод о нецелесообразности учета указанного выше ограничения.

Оптимизацию угла опережения впрыскивания топлива необходимо начинать на номинальном режиме, так как этот угол нередко устанавливают с учетом работы дизеля не только на номинальном режиме, но и на режимах различных нагрузок.

С этой целью при базовом значении угла опережения $\varphi_{оп.б.}$ определенном опытным путем или оцененном по прототипу, проводим расчет рабочего процесса дизеля с учетом результатов расчета процесса впрыскивания топлива. Затем аналогичные расчеты рабочего процесса повторяем для нескольких значений угла опережения: $\varphi_{оп} = \varphi_{оп.б.} + N_p \Delta\varphi_{оп}$, где N_p - число расчетных значений угла опережения; $\Delta\varphi_{оп}$ - шаг изменения угла $\varphi_{оп}$. Так как процесс не зависит от угла $\varphi_{оп}$, то в остальных расчетах значения массы топлива q_z , поданного за период задержки самовоспламенения, цикловой подачи q_4 и продолжительности впрыскивания топлива $\varphi_{вн}$ остаются практически неизменными, то повторные расчеты процесса впрыскивания топлива не требуются.

Расчет процесса впрыскивания топлива необходимо выполнять при такой цикловой подаче, при которой обеспечивается индикаторная, а следовательно, и эффективная мощности дизеля, соответствующие определенному режиму его эксплуатации. Поэтому после первого расчета рабочего процесса при $\varphi_{оп} = \varphi_{оп.б}$ проводим сравнение принятой перед расчетом индикаторной мощности дизеля N_i' , по которой определялась подача q_u , с полученной N_i в результате расчета. Если $|N_i' - N_i| > \Delta N_i$, где ΔN_i - заданная погрешность определения индикаторной мощности, то расчет рабочего процесса и топливоподачи необходимо повторить при скорректированном значении цикловой подачи, равной

$$q_u' = q_u N_i' / N_i. \quad (5)$$

После проведения серии расчетов будут получены массивы значений $\varphi_{оп}(j)$, $\delta_i(j)$, $\rho_z(j)$ и $dp/d\varphi(j)$, используя которые находим адекватные им уравнения, определяющие зависимости δ_i , ρ_z и $dp/d\varphi$ от $\varphi_{оп}$. В качестве таких уравнений принимаем полиномы m^n -ой степени, т.е.:

$$\delta_i = a_0 + a_1 \varphi_{оп} + a_2 \varphi_{оп}^2 + \dots + a_n \varphi_{оп}^{m^n}; \quad (6)$$

$$\rho_z = b_0 + b_1 \varphi_{оп} + b_2 \varphi_{оп}^2 + \dots + b_n \varphi_{оп}^{m^n}; \quad (7)$$

$$dp/d\varphi = c_0 + c_1 \varphi_{оп} + c_2 \varphi_{оп}^2 + \dots + c_n \varphi_{оп}^{m^n}, \quad (8)$$

где a_0, \dots, a_n , b_0, \dots, b_n , c_0, \dots, c_n - коэффициенты полиномов.

Полученные уравнения справедливы лишь для интервала от $\varphi_{оп.б} - N_{p2} \Delta \varphi_{оп}$ до $\varphi_{оп.б} + N_{p2} \Delta \varphi_{оп}$, где $N_{p2} = (N_p - 1) / 2$. Поэтому, если $\varphi_{оп.опт}$ находится вне указанного интервала, то предусмотрено изменение интервала поиска и повторное вычисление коэффициентов уравнений (6), (7) и (8).

Оптимизацию, используя уравнение (6), начинаем с определения угла $\varphi_{оп.мин}$, при котором обеспечивается минимальный удельный индикаторный расход топлива $\delta_{i мин}$. Затем, используя уравнение (7), вычисляем максимальное давление сгорания при $\varphi_{оп} = \varphi_{оп.мин}$. Если при этом выполняется условие (3), то проверяем условие (4), при выполнении ко-

того в данном случае оптимальное значение угла φ_{on} будет равно углу $\varphi_{on.min}$.

Если условие (3) не выполнено, то по уравнению (7) находим угол φ_{on} , при котором это условие будет выполнено. В случае, когда условие (6) не выполняется даже при наименьшем угле φ_{on} принятого интервала его изменения, необходимо расчеты рабочего процесса повторить в новом интервале изменения угла φ_{on} при меньших его значениях.

Если при $\varphi_{on.opt}$ не выполняется условие (4), то расчетный интервал смещаем в сторону меньших значений угла φ_{on} (на величину $N_{p2} \Delta \varphi_{on}$), проводим новую серию расчетов и по уравнениям (6), (7) и (8) находим значения δ_i , ρ_2 и $d\rho/d\varphi$ для расчетных значений углов φ_{on} . Угол $\varphi_{on.opt}$ будет тот наибольший угол φ_{on} в исследуемом интервале изменения этого угла, когда будет выполнено условие (4). Если же и при текущем интервале изменения угла φ_{on} не будет выполнено условие (4), то определяем новый расчетный интервал изменения угла φ_{on} (по указанному выше правилу).

Для выполнения расчетов рабочего процесса на различных режимах работы дизеля предусмотрено определение значений механического КПД η_m , индикаторной N_i или эффективной N_e мощности, давления наддува p_s , давления начала сжатия p_a в рабочем цилиндре, температуры стенок втулки T_{cm} , поршня T_p и крышки $T_{кр}$ цилиндра.

Процесс оптимизации осуществляем до режима, соответствующего холостому ходу дизеля при работе по нагрузочной характеристике, или до минимальной эксплуатационной эффективной мощности при работе дизеля по винтовой характеристике.

Кроме расчетов при симметричном изменении угла φ_{on} относительно известного базового $\varphi_{on.б}$, в методике поиска $\varphi_{on.opt}$ предусмотрена и возможность расчета без знания этого угла. В данном случае в качестве первого значения угла φ_{on} принимаем заведомо очень малое значение (например, $\varphi_{on} = 0$). Затем, наращивая угол φ_{on} на шаг $\Delta \varphi_{on}$, проводим серию расчетов рабочего процесса до тех пор, пока не будет найден угол φ_{on} , при котором будет получен минимальный удельный индикаторный расход топлива.

Методика поиска оптимального угла опережения предусматривает возможность расчета рабочего процесса дизеля при изменяющемся угле опережения, но неизменной частоте вращения коленчатого вала и цикловой подаче топлива. Такой расчет позволит для широкого изменения угла $\varphi_{он}$ относительно угла $\varphi_{он.опт}$ определить, как изменяются основные показатели рабочего процесса, и прежде всего δ_i , p_z , $dp/d\varphi$, по отношению к аналогичным показателям при $\varphi_{он} = \varphi_{он.опт}$. Знание изменения этих показателей может значительно упростить осуществление закона изменения угла опережения.

Аппроксимирующие уравнения широко используются на различных стадиях оптимизации, в связи с чем предусмотрено определение среднеквадратичных ошибок этих уравнений для каждого случая, доверительных интервалов и максимального рассогласования.

В главе 3 приведены алгоритм и структура расчета на ЭВМ.

В четвертой главе приводятся результаты оптимизации угла опережения впрыскивания топлива в дизелях 6ЧН 25/34 и 16ЧН 26/26, проведенной на базе разработанной математической модели.

Поиск оптимального угла опережения впрыскивания топлива для дизеля 6ЧН 25/34 производился на режимах нагрузочной и винтовой характеристик. Для нагрузочной характеристики в качестве базового был принят угол $\varphi_{он.б} = 12,8^\circ$ ПКВ до ВМТ, $p_{z доп} = 6,9$ МПа, $(dp/d\varphi)_{доп} = 0,5$ МПа/ $^\circ$ ПКВ. Расчеты проводились при 6, 7, 9 и 12 расчетных режимах. На базе полученных расчетных значений (34 точки) были найдены следующие аппроксимирующие уравнения:

$$\varphi_{он.опт} = 14,73 - 0,06253 N_e + 0,5731 \cdot 10^{-3} N_e^2 - 0,1216 \cdot 10^{-5} N_e^3; \quad (9)$$

$$\beta_i = 177,4 - 0,02675 N_e + 0,4006 \cdot 10^{-3} N_e^2 - 0,8542 \cdot 10^{-6} N_e^3; \quad (10)$$

$$p_z = 4,359 - 0,2094 \cdot 10^{-2} N_e + 0,7723 \cdot 10^{-4} N_e^2 - 0,1434 \cdot 10^{-6} N_e^3; \quad (11)$$

$$dp/d\varphi = 0,2708 + 0,3253 \cdot 10^{-2} N_e - 0,1688 \cdot 10^{-4} N_e^2 + 0,2127 \cdot 10^{-7} N_e^3, \quad (12)$$

при этом среднеквадратичные ошибки получены соответственно равными: $0,2253^\circ$ ПКВ; $0,0969$ г/(кВт·ч); $0,0264$ МПа и $0,00368$ МПа/ $^\circ$ ПКВ, т.е. не превышают 2%.

Причем для аппроксимирующего уравнения можно использовать как все расчетные точки при проведении расчетов при трех-пяти различных числах расчетных режимов, так и по конечным данным расчета по каждой характеристике. Конечные результаты получены идентичными.

Полученные по уравнениям зависимости представлены на рис. 4.

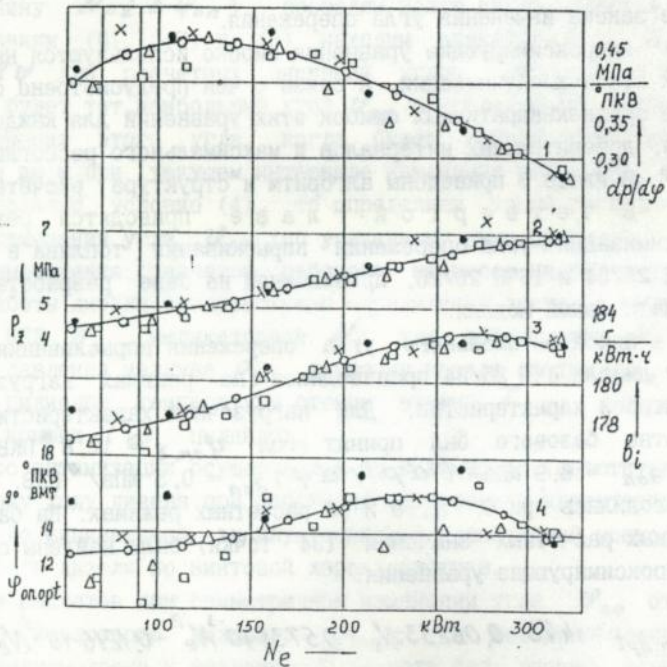


Рис. 4. Зависимость параметров дизеля 64Н 25/34 от мощности при оптимизации угла опережения впрыскивания топлива (нагрузочная характеристика):

●, ×, Δ и □ - соответственно 6, 7, 9 и 12 расчетных режимов работы двигателя; ○ - обобщающие данные; 1 - максимальная скорость нарастания давления газов в цилиндре; 2 - максимальное давление сгорания; 3 - удельный индикаторный расход топлива; 4 - оптимальный угол опережения

Анализ рис. 4 позволяет сделать вывод, что как в частных случаях (расчетные точки), так и в общем (сплошная линия) со снижением мощности от номинальной угол $\varphi_{оп. опт}$ вначале увеличивается, а потом уменьшается. Это объясняется влиянием на индикаторный КПД η_i величины работы сжатия в период с начала воспламенения топлива и до прихода поршня в ВМТ, а также изменением максимального давления сгорания p_z . Кроме того, на угол $\varphi_{оп. опт}$ оказывает влияние выполнение условий (3) и (4).

При использовании плунжерных пар ТНВД со сложными кромками необходимо иметь зависимость, связывающую углы опережения и отсечки при любой мощности дизеля. Поэтому была произведена обработка данных (34 расчетные точки) с целью установления зависимостей $\varphi_{оп. опт} = f(\varphi_{омс})$ и $N_i = f(\varphi_{омс})$, в результате чего получено

$$\varphi_{оп. опт} = 17,75 - 5,971\varphi_{омс} + 0,5019\varphi_{омс}^2 - 0,01073\varphi_{омс}^3; \quad (13)$$

$$N_i = -91,75 - 16,49\varphi_{омс} + 1,68\varphi_{омс}^2 - 0,01059\varphi_{омс}^3. \quad (14)$$

Сравнение результатов, полученных по уравнениям (13) и (14), и результатов, полученных при оптимизации, проведенной путем многочисленных расчетов рабочего процесса, показало их полную идентичность.

Оптимизация угла опережения проводилась для дизеля 6ЧН 25/34 и при его работе на режимах винтовой характеристики.

В результате аппроксимации получены следующие зависимости:

$$\varphi_{оп. опт} = 9,888 + 0,04082N_e - 0,8864 \cdot 10^{-4}N_e^2 + 0,4086 \cdot 10^{-8}N_e^3;$$

$$b_i = 202,5 - 0,3170N_e + 0,1593 \cdot 10^{-2}N_e^2 - 0,2521 \cdot 10^{-5}N_e^3;$$

$$p_z = 3,639 + 0,02034N_e - 0,5573 \cdot 10^{-4}N_e^2 + 0,7644 \cdot 10^{-7}N_e^3;$$

$$dp/d\varphi = 0,5606 + 0,3941 \cdot 10^{-3}N_e - 0,9957 \cdot 10^{-5}N_e^2 + 0,1886 \cdot 10^{-7}N_e^3.$$

Характер изменения угла $\varphi_{оп. опт}$ при работе дизеля на режимах винтовой характеристики такой же, как и на режимах нагрузочной характеристики, т.е. со снижением нагрузки угол $\varphi_{оп. опт}$ вначале увеличивается, а потом уменьшается. Снижение этого угла на номинальном режиме вызвано выполнением условия (3), а на режимах малых нагрузок, так же как и при работе

на режимах нагрузочной характеристики, обусловлено относительным влиянием работы сжатия с момента начала воспламенения топлива и термического КПД.

При работе дизеля по винтовой характеристике, в отличие от работы по нагрузочной характеристике, на режимах малых нагрузок удельный индикаторный расход топлива возрастает. Повышение расхода топлива при работе по винтовой характеристике на режимах малых нагрузок объясняется более "вялым" впрыскиванием топлива из-за уменьшения частоты вращения кулачкового вала. В связи с этим процесс сгорания топлива протекает с меньшими давлением p_z и степенью повышения давления газов λ . Но главная причина повышения удельного индикаторного расхода топлива - это резкое возрастание доли теплоты, уходящей с охлаждением дизеля x_w .

Зависимость $p_z = f(N_e)$ имеет такой же характер, как и в случае работы дизеля на режимах нагрузочной характеристики (см. рис. 4). Что же касается зависимости $dp/d\psi = f(N_e)$, то характерен дальнейший рост $dp/d\psi$ при снижении мощности. Влияние на $\psi_{on,opt}$ угла отсечки подачи топлива такое же, как и в случае работы дизеля по нагрузочной характеристике.

Целью оптимизации угла опережения впрыскивания топлива является повышение экономичности дизеля, т.е. снижение удельного расхода топлива $\Delta \delta_e$. Результаты оптимизации представлены на рис. 5. Расчеты выполнены при штатном (базовом) угле $\psi_{on} = 12,8^\circ$ ПКВ до ВМТ и при оптимальных углах опережения.

Как видно из рис. 5, при работе дизеля на режимах нагрузочной характеристики во всем диапазоне нагрузок от номинальной, когда $N_e = 316,3$ кВт, до $N_e = 170$ кВт получено заметное снижение расхода топлива, т.е. от 0,5 до 1,5 г/(кВт·ч). При дальнейшем снижении нагрузки от $N_e = 100$ кВт до $N_e = 64$ кВт снижение удельного эффективного расхода топлива получено равным 6,87 г/(кВт·ч). Такие закономерности объясняются взаимным влиянием термического КПД и работы сжатия при изменении ψ_{on} .

На рис. 5 приведена также зависимость $\Delta \delta_e = f(N_e)$ для дизеля, работающего по винтовой характеристике. Следовательно, на режимах средних и полных нагрузок получено снижение эффективного удельного расхода топлива, хотя по абсолютному максимальному значению $\Delta \delta_e$ меньше аналогичного $\Delta \delta_e$ при работе дизеля по нагрузочной характеристике приблизительно в два раза.

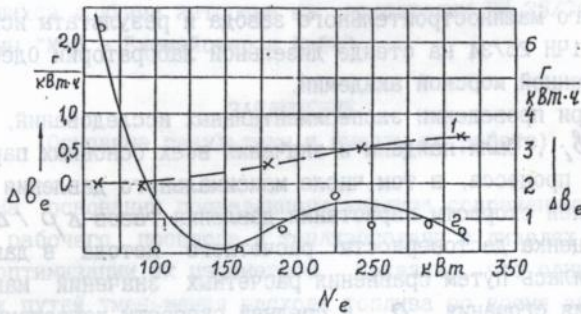


Рис. 5. Снижение расхода топлива после оптимизации
(дизель 6ЧН 25/34)

- 1 - винтовая характеристика (левая шкала);
- 2 - нагрузочная характеристика (правая шкала).

Аналогично проводилась оптимизация угла опережения впрыскивания топлива и для дизеля 16ЧН 26/26, но только на режимах нагрузочной характеристики, т.к. эти двигатели не эксплуатируются на режимах винтовой характеристики.

Закономерность изменения оптимального угла опережения при снижении нагрузки такая же, как и для дизеля 6ЧН 25/34.

Проверка повышения экономичности с переходом на оптимальные углы опережения показала, что удельный расход топлива снижается не более чем на 0,05 - 0,10 г/(кВт·ч), что, во-первых, находится в пределах погрешности расчета, а, во-вторых, не играет существенной роли. Поэтому оптимальный угол опережения в рассматриваемом случае определяется на номинальном режиме и остается постоянным для всех режимов работы дизеля.

В пятой главе приведены результаты экспериментальных исследований, проведенных с целью подтверждения и уточнения решения поставленных в настоящей работе задач. Получены параметры рабочего процесса и топливоподачи двигателей на различных режимах работы, необходимые для сравнения с расчетными параметрами.

В качестве объекта наших испытаний были выбраны главные дизели судов серии "Белоруссия" 18РС2.2V-400 фирмы "Пилстик" и двигатели судовой электростанции 8VD 26/20 AL-2 завода SKL на

т/х "Герои Монкады". Кроме того, были обработаны и проанализированы результаты заводских испытаний дизеля 6ЧН 25/34 Первомайского машиностроительного завода и результаты испытаний дизеля 1ЧН 25/34 на стенде дизельной лаборатории Одесской Государственной морской академии.

При проведении экспериментальных исследований, кроме расхода δ_i , были найдены и значения всех основных параметров рабочего процесса, в том числе максимального давления сгорания ρ_z и средней скорости нарастания давления газов $\Delta\rho/\Delta\varphi$.

Оценка достоверности расчетного метода в данном случае проводилась путем сравнения расчетных значений максимального давления сгорания ρ_z и средней скорости нарастания давления газов $\Delta\rho/\Delta\varphi$. Эти параметры при одинаковом угле опережения впрыскивания топлива, как известно, оказывают наибольшее влияние на экономичность дизеля. Поэтому при совпадении расчетных значений ρ_z и $\Delta\rho/\Delta\varphi$ с опытными, как правило, в пределах погрешности замера расхода топлива, совпадают расчетные значения и удельного индикаторного расхода топлива, а следовательно, и индикаторного КПД с опытными.

Так, например, для дизелей 18РС2.2V-400 на двух основных эксплуатационных режимах максимальные отклонения между расчетными и опытными значениями давления ρ_z и скорости $\Delta\rho/\Delta\varphi$ на режиме $n = 480 \text{ мин}^{-1}$ соответственно составили $\delta\rho_z = 0,3 \text{ МПа}$ и $\delta(\Delta\rho/\Delta\varphi) = 0,03 \text{ МПа/}^\circ\text{ПКВ}$, а на режиме $n = 380 \text{ мин}^{-1}$ - $\delta\rho_z = 0,2 \text{ МПа}$ и $\delta(\Delta\rho/\Delta\varphi) = 0,03 \text{ МПа/}^\circ\text{ПКВ}$. Указанные величины отклонений лежат в пределах погрешностей опытного определения этих параметров.

Аналогичные результаты получены и на дизеле 8VD 26/20 AL-2.

Малые отклонения в двух основных параметрах в расчетах по сравнению с опытом дают основание определять оптимальный угол опережения $\varphi_{оп}$ по результатам вычислительного эксперимента.

Полученные таким образом значения оптимальных углов опережения впрыскивания топлива для дизелей 18РС2.2V-400 и 8VD 26/26 AL-2 были использованы при проведении экспериментальных исследований на этих двигателях в условиях эксплуатации, в результате которых было экспериментально подтверждено повышение экономичности. Согласно полученным данным на основных эксплуатационных режимах для двигателей 18РС2.2V-400 снижение расхода

топлива составило до 1% и для 8VD 26/26 AL-2 - 1,1%, что хорошо согласуется с результатами экспериментальных исследований, проводившихся другими авторами на двигателях ЧН 25/34 и типа L-GB фирмы "МАН - Бурмейстер и Вайн".

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

(Основные результаты и выводы по работе)

1. На основании проведенного анализа современных методов расчета рабочего процесса и топливоподачи в дизелях, а также методов оптимизации их параметров, показано, что одним из эффективных путей уменьшения расхода топлива во время эксплуатации является регулирование угла опережения впрыскивания топлива в зависимости от режима работы двигателя. Данный способ позволяет повысить экономичность как вновь проектируемых, так и находящихся в эксплуатации двигателей при условии применения топливных насосов высокого давления со сложной конфигурацией распределительных кромок.

2. Разработана обобщенная методика расчета проходного сечения отверстий плунжерной пары насоса высокого давления с дугowymi и линейными распределительными кромками золотниковой части плунжера, что позволило уточнить метод гидродинамического расчета и использовать его для расчета процесса впрыскивания топлива ТНВД указанного типа.

3. Уточнен метод комплексного расчета рабочего процесса и топливоподачи применительно к современным дизелям с автоматическим регулированием угла опережения впрыскивания топлива.

4. Разработана универсальная математическая модель оптимизации угла опережения впрыскивания топлива в дизелях, эксплуатируемых на режимах нагрузочной или винтовой характеристик.

5. На основании полученных методов разработано программное обеспечение для ЭВМ, позволяющее проводить оптимизацию угла опережения впрыскивания топлива. Программное обеспечение реализовано на алгоритмическом языке Фортран.

6. На базе разработанной математической модели проведена оптимизация угла опережения впрыскивания топлива на ЭВМ для дизелей 6ЧН 25/34 и 16ЧН 26/26. Результаты опытных исследова-

ний подтвердили достоверность разработанного метода оптимизации и определили целесообразность проведения ее путем вычислительного эксперимента на ЭВМ, так как резко уменьшаются материальные и финансовые затраты и время оптимизации при обеспечении той же достоверности, что и при опытной оптимизации.

Результаты могут быть использованы на предприятиях морского, речного и рыбопромышленного флотов, занимающихся эксплуатацией и ремонтом дизелей, на дизелестроительных заводах, в конструкторских и научно-исследовательских организациях по дизелестроению, а также при чтении курса "Двигатели внутреннего сгорания" в высших учебных заведениях.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Колесов И.В. Особенности расчета процесса отсечки подачи топлива в дизелях с автоматическим регулированием начала впрыскивания топлива. Тезисы докладов на Всесоюзной научной конференции "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания" // МВТУ им. Баумана, Москва, 1987. С. 56.

2. Семенов В.С., Фомин Ю.Я., Меркт А.Р., Колесов И.В. Комплексный расчет рабочего процесса и топливоподачи дизеля // Известия вузов: Машиностроение, 1990. N 6. С. 50-54.

3. Фомин Ю.Я., Колесов И.В. Обобщенная методика расчета проходного сечения наполнительного отверстия топливного насоса дизеля // Судовое энергомашиностроение: Сб. науч. трудов НИИ. Николаев, 1986. С. 75-84.

4. Фомин Ю.Я., Колесов И.В. Оптимизация угла опережения впрыска топлива в судовых дизелях на ЭВМ. Тезисы докладов на научно-производственной конференции "Механика машин и систем машин водного транспорта (Небесновские чтения)" // ВНТО ВТ, Черноморское бассейновое правление, Одесса, 1990. С. 30.

5. Фомин Ю.Я., Колесов И.В. Расчет проходной площади наполнительного отверстия топливного насоса дизеля при автоматическом регулировании опережения впрыскивания // Двигателестроение. 1988. N 9. С. 20-22.

6. Фомин Ю.Я., Колесов И.В. Расчет проходного сечения наполнительного отверстия плунжерной пары с дуговой нагнетательной кромкой // Судовые энергетические установки: Сб. науч. трудов НИИ. Николаев, 1986. С. 38-44.

7. Фомин Ю.Я., Колесов И.В., Барышникова И.В. Метод оптимизации угла опережения впрыска топлива в судовых дизелях // Одес. ин-т инж. мор. флота. - Одесса, 1990. - 18 с. - Деп. в В/О "Мортехинформреклама", 24.12.90, N 4154 - МФ.

Зак.4282, тир.120, подп. к печ.24.12.93
Усл.печ.лист 1.4 . КМП ОИИМФ Одесса
ул. Мечникова, 34

