

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРОЙ С ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ПРЕЦИЗИОННОЙ ПАРОЙ: ВТУЛКА ПЛУНЖЕРА – КОРПУС ВСАСЫВАЮЩЕГО КЛАПАНА

### Введение

Дизели типа ДКРН третьей и четвертой модификаций (в дальнейшем ДКРН-3 и ДКРН-4) производства ПО «Брянский машиностроительный завод» (ПО БМЗ) широко распространены на судах морского флота. Опыт их эксплуатации выявил ряд недостатков топливных насосов высокого давления (ТНВД), которые в отдельных случаях резко ухудшают эксплуатационные показатели двигателей. Одной из серьезных причин неудовлетворительной работы ТНВД многие механики судов считают увеличенный зазор  $\delta_{в.к}$  между втулкой плунжера ТНВД и корпусом его всасывающего клапана.

### 1. Формулирование проблемы

Увеличенный зазор  $\delta_{в.к}$  может привести к большим протечкам топлива из надплунжерной полости во всасывающую полость в период основного впрыскивания топлива.

Естественно, в этом случае снижается давление топлива (как максимальное, так и среднее) при

впрыскивании, ухудшается качество распыливания топлива, а для обеспечения заданной мощности двигателя, т.е. цикловой подачи топлива, необходимо увеличивать продолжительность впрыскивания. Последнее, может заметно снизить экономичность двигателя и увеличить температуру отработавших газов (повысить теплонапряженность деталей ЦПГ). Большие зазоры  $\delta_{в.к}$  особенно отрицательно влияют на работу дизелей на режимах малых нагрузок и при пусках.

Согласно технической документации на изготовление, зазор  $\delta_{в.к}$  установлен на ПО БМЗ равным 10-40 мкм. Следовательно, узел: втулка плунжера -

корпус всасывающего клапана, по сути, представляет собой прецизионную пару. Такой зазор, если воспользоваться результатами исследований других прецизионных деталей топливной аппаратуры, по всей вероятности, не оказывает существенного влияния на процесс впрыскивания топлива, а поэтому и на рабочий процесс двигателя. Косвенным подтверждением такого вывода являются результаты исследований, опубликованные в [1, 2, 3, 4].

### 2. Решение проблемы

Исследование влияния зазора между втулкой плунжера и корпусом всасывающего клапана проводилось на режимах винтовой характеристики, соответствующих цилиндрической мощности  $N_{е.ц}$  100, 90, 80, 70 и 50 % нагрузки (режимы N1-5), а также на режиме минимально устойчивой частоты вращения  $n_{мин} = 35 \text{ мкн}^{-1}$  (режим N6). На номинальном режиме цилиндрическая мощность дизеля ДКРН 74/160-3 равна  $N_{е.ц \text{ ном}} = 1300 \text{ кВт}$  при частоте вращения  $n_{ном} = 120 \text{ мин}^{-1}$ . Удельный эффективный расход топлива на этом режиме составляет  $g_{енорм} = 216 \text{ г/(кВт-ч)}$ .

Положение рейки топливного насоса (индекс  $m$  насоса), обеспечивающей цикловую подачу, необходимую для принятых значений относительной цилиндрической мощности  $\bar{N}_{е.ц} = N_{е.ц} / N_{енорм}$  при базовом зазоре  $\delta_{в.к}$ , найдено с использованием методики, изложенной в [5].

Из рис. 1 видно, что если цикловая подача с увеличением зазора вначале уменьшается сравнительно мало (при возрастании зазора до 30-35 мкм), то при больших зазорах (свыше 40 мкм) падение  $q_{ц}$  практически пропорционально увеличению зазора. Анализ показывает, что при зазоре 33 мкм снижение

цикловой подачи составило 4,4 % на режиме номинальной подачи. С уменьшением нагрузки двигателя (режимы N2-6) это снижение еще меньше. Так, на режимах основной нагрузки дизелей в эксплуатации:  $0,9 N_{ном}$ ,  $0,8 N_{ном}$  - уменьшение цикловой подачи составило всего 2,5 и 1,2 %, соответственно. На этих режимах и при  $\delta_{вк}=42$  мкм значение  $\delta q_{ц}$  сравнительно мало, т.е. 4,4 и 3,9 %. На режимах  $0,5 N_{ном}$  и минимально устойчивой частоты (режимы N5 и 6)  $q_{ц}$  практически постоянно при изменении зазора  $\delta_{вк}$  от 5 до 33 мкм.

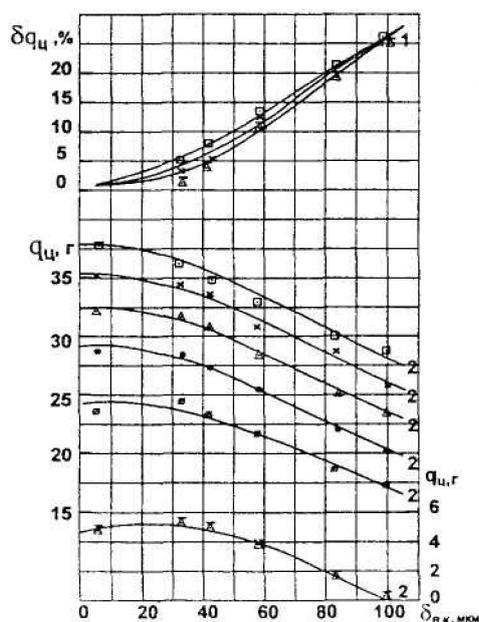


Рис. 1. Зависимость цикловой подачи от зазора  $\delta_{вк}$ :

1-уменьшение цикловой подачи; 2-цикловая подача  $\square$ ,  $\times$ ,  $\circ$  - соответственно режимы №№ 1, 2, 3, 4, 5, 6

При очень больших значениях зазора, а именно: при  $\delta_{вк}=80$  мкм и  $\delta_{вк}=100$  мкм падение цикловой подачи топлива достигло 20-28 %. Необходимую мощность дизеля в данном случае можно достичь лишь за счет заметного увеличения активного хода плунжера, т.е. индекса насоса. Это в свою очередь вызовет ухудшение показателей процесса впрыска, а следовательно, и рабочего процесса, что и отмечают механики отдельных судов.

При обработке осциллограмм определены значения основных параметров процесса топливоподачи: продолжительности впрыска первой  $\varphi_{вп1}$  и второй  $\varphi_{вп2}$  форсунками, углов начала впрыскивания (опережения) первой  $\varphi_{оп1}$  и второй  $\varphi_{оп2}$  форсунками и максимального давления топлива перед распылителями первой  $P_{\phi 1}$  и второй  $P_{\phi 2}$  форсунок, а также в узле разветвления  $P_p$ .

На рис.2 приведены графические зависимости основных параметров для первой форсунки, так как показатели работы обеих форсунок сравнительно мало отличаются друг от друга, а характер их изменения вообще одинаков. Чтобы не загромождать рисунок, кривые  $\varphi_{вп1}$  и  $P_{\phi 1}$  приведены только для режимов N 1, 3 и 5, а кривые  $\varphi_{оп1}$  и  $P_p$  - для режима N1.

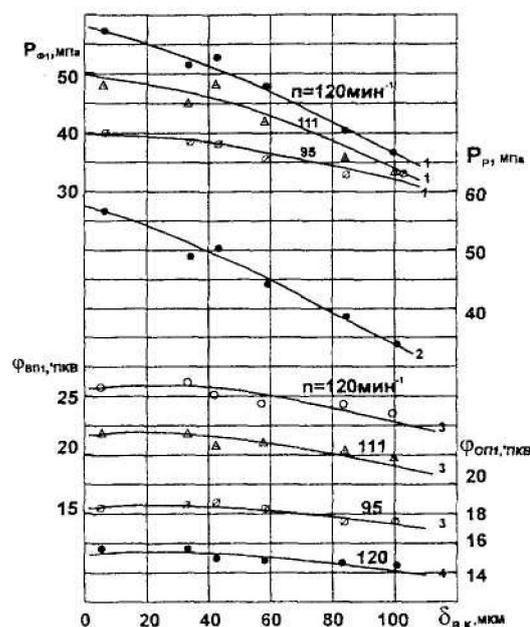


Рис. 2. Зависимость параметров впрыскивания топлива от зазора  $\delta_{вк}$ :

1, 2 — максимальное давление топлива перед распылителем форсунки №1 и в узле разветвления; 4 — индекс насоса; 3, 4 — продолжительность и начало впрыскивания топлива форсункой №1

Анализ значений угла  $\varphi_{вп1}$  показывает, что при увеличении зазора  $\delta_{вк}$  от 5 до 33 и от 5 до 42 мкм этот угол остался практически неизменным (в преде-

лах погрешности его определения). Фактически не изменилось и начало впрыскивания. При дальнейшем увеличении зазора  $\delta_{\text{вк}}$  наблюдается уже существенное уменьшение угла  $\varphi_{\text{вп1}}$ . При  $\delta_{\text{вк}} = 100$  мкм он уменьшился на  $3^\circ$  поворота кулачкового вала ( $^\circ\text{ПКВ}$ ) по сравнению со случаем, когда  $\delta_{\text{вк}} = 5$  мкм, причем и впрыскивание началось позднее на  $1-1,5^\circ$  ПКВ.

Максимальное давление топлива в системе впрыскивания с увеличением зазора  $\delta_{\text{вк}}$  всегда снижается, причем с возрастанием зазора  $\delta_{\text{вк}}$  с 5 до 42 мкм на режиме N1 давление  $P_{\text{ф1}}$  упало с 58,0 до 52,0 МПа, т.е. на 10,3%.

Таким образом, если сравнить данные осциллографирования при зазорах 5 и 42 мкм (последний зазор близок к предельному значению, указанному на сборочном заводском чертеже), то можно сделать вывод, что начало и продолжительность впрыскивания топлива изменяются незначительно, а максимальное давление, хотя и существенно снижается, но оно находится еще на достаточно высоком уровне, при котором обеспечивается качественное распыливание топлива. По этой причине при увеличении зазора  $\delta_{\text{вк}}$  до 40 мкм не должно произойти заметного снижения экономичности дизеля, т.е. повышения удельного расхода топлива.

На рис. 3 представлены результаты опытного исследования, когда при увеличенных зазорах обеспечивается номинальная цикловая подача. Из рисунка видно, что уже при  $\delta_{\text{вк}}$  до 40 мкм индекс насоса был увеличен на 3 усл. ед., при этом продолжительность впрыскивания возросла до  $26,9^\circ$  ПКВ, т.е. по сравнению с базовым вариантом на  $0,7^\circ$  ПКВ, а максимальное давление в форсунке снизилось с 58,0 до 54,0 МПа. Однако при таких изменениях основных параметров процесса впрыскивания, влияющих на экономичность дизеля, нельзя ожидать заметного изменения основных показателей рабочего процесса, включая его экономичность и температуру обрабо-

тавших газов.

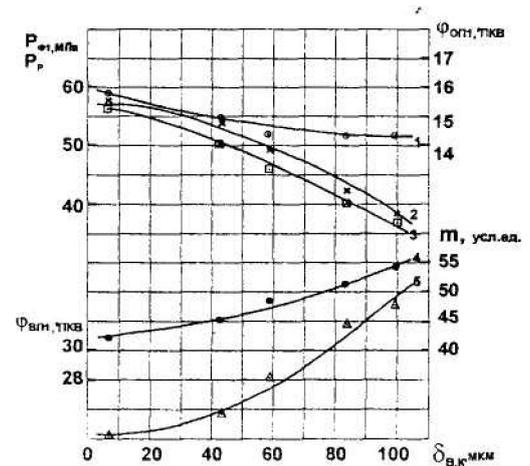


Рис. 3. Влияние зазора  $\delta_{\text{вк}}$  на показатели впрыскивания номинальной цикловой подачи топлива:

1 — начало впрыскивания топлива; 2, 3 — максимальное давление топлива перед распылителем форсунки №1 и в узле разветвления; 4 — индекс насоса; 5 — продолжительность впрыскивания топлива

При увеличении зазора  $\delta_{\text{вк}}$  свыше 40-42 мкм наблюдаются уже более значительные изменения в процессе впрыскивания топлива. При возрастании зазора  $\delta_{\text{вк}}$  с 5 до 100 мкм начало впрыскивания топлива сместилось на  $1,4^\circ$  ПКВ, продолжительность впрыскивания возросла на  $4,4^\circ$  ПКВ, а максимальное давление упало на 19,0 МПа.

При таких изменениях показателей процесса впрыскивания топлива можно ожидать заметное снижение экономичности дизеля и повышение температуры отработавших газов, что и наблюдается на отдельных судах. Если учесть, что на судах имеют место случаи работы топливных насосов с еще большими зазорами  $\delta_{\text{вк}}$ , то можно сделать однозначный вывод о недопустимости эксплуатации дизелей, на которых не выполнено требование завода-изготовителя о величине зазора  $\delta_{\text{вк}}$ .

### Заключение

Таким образом, проведенное экспериментальное исследование позволяет сделать выводы:

1. С увеличением зазора в паре: втулка плунжера-корпус всасывающего клапана ТНВД при неизменном индексе насоса снижаются цикловая подача, давление и продолжительность впрыскивания топлива. Однако при увеличении зазора от 5 до 30–40 мкм изменение этих параметров даже при впрыскивании маловязкого топлива несущественно и не окажет заметного влияния на рабочий процесс дизеля на всех режимах его работы по винтовой характеристике, включая и режим, соответствующий минимально устойчивой частоте вращения двигателя.

2. На основании результатов исследования процесса топливоподачи в стендовых условиях для дизелей типов ДКРН третьей и четвертой модификаций рекомендуется устанавливать зазор в исследуемой паре от 5 до 30 мкм, а при зазоре более 40–50 мкм всасывающий клапан должен быть заменен.

#### Список литературы:

1. Фомин Ю.Я., Матвеев В.П., Черемисин В.И. Влияние диаметрального зазора в плунжерной паре насоса высокого давления на впрыск топлива в судовых дизелях // Судовые силовые установки – М.: Рекламинформбюро ММФ, 1975. – Вып.14. – С. 64-70.
2. Карпов Л.Н., Корицунов ОМ. Влияние величины зазора в прецизионных деталях топливной аппаратуры судовых дизелей на процесс топливоподачи // Тр. ЦНИИМФ. – 1971. – Вып. 143. С. 90-98.
3. Фомин Ю.Я. Работа дизеля при установке распылителей форсунок и плунжерных пар с низкой гидроплотностью // Известия вузов. Машиностроение/ МВТУ им. Баумана. – 1976. – N1. – С. 115-118.
4. Фомин Ю.Я., Черемисин В.И. Работа дизеля общего назначения с распылителями с низкой гидроплотностью // Двигателестроение. – 1979. – N 8. – С. 45-47.
5. Фомин Ю.Я. Эксплуатационные характеристики судовых малооборотных дизелей. – М.: Транспорт, 1968. – 340 с.

УДК 621.436.038

*А.Н. Врублевский, канд. техн. наук, А.В. Денисов, асп.,  
А.Л. Григорьев, д-р техн. наук, А.В. Грицюк, канд. техн. наук, Г.А. Щербаков, инж.*

### **ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ СТУПЕНЧАТОГО ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА В ЦИЛИНДР ДИЗЕЛЯ 4ДТНА С ПОМОЩЬЮ ДВУХПРУЖИННОЙ ФОРСУНКИ**

#### **Введение**

Главными критериями совершенства процесса топливоподачи современного автомобильного дизеля являются показатели экономичности, внешнего шума автомобиля и уровень выбросов вредных веществ с отработавшими газами.

В табл. 1 приведены пределы и допуски в дБ (А) для внешнего шума автомобилей, оснащенных дизельными двигателями по нормам ЕЭС [1] (действуют с 10.1995 года) и Украины (действуют с 01.01.2006 года) [2].