

ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС МОБІЛЬНОЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

УДК 621.431.73

ВЛИЯНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПРЕЦИЗИОННЫХ ПАР НА ЭФФЕКТИВНЫ ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ

Анисимов Виктор Федорович д.т.н. профессор

Музычук Василий Иванович к.т.н., доцент

Паламарчук Игорь Павлович д.т.н. профессор

Ковалева Ирина Михайловна асистент

Вінницький національний аграрний університет

Anisimov V.

Muzichuk V.

Palamarchuk I.

Kovaleva I.

Vinnytsia National Agrarian University

Аннотация: проведен анализ взаимосвязей параметров впрыска, топливоподачи и утечек топлива и найдено наиболее влияющие параметры. Найдено коэффициенты влияния и построены зависимости коэффициентов влияния на соответствующие им параметры. Используя полученные зависимости, охарактеризованы влияние технического состояния прецизионных пар на эффективные показатели двигателя. Установлены зависимости изменения характеристики впрыска от малых отклонений параметров, характеризующих техническое состояние прецизионных пар.

Ключевые слова: топливоподача, коэффициенты влияния, показатели двигателя, отклонение параметров.

Под техническим состоянием прецизионных пар топливной аппаратуры понимается: диаметральный зазор прецизионных пар, износ отсечной кромки плунжера и перепускных (отсечных) отверстий для пары плунжер-гильза и изменения хода плунжера от износа кулачка, толкателя и хвостовика плунжера [1].

Для нагнетательного клапана остаются действующими аргументами: диаметральный зазор и изменение хода разгрузки из-за износа конических уплотнительных поясков. Для иглы распылителя учитываются диаметральный зазор, минимальное перемещение иглы, что меняет и кинематические и динамические параметры впрыска из-за износа конуса уплотнения. Здесь же необходимо учитывать изменения эффективного проходного сечения из-за эрозийного износа, или закоксовывания распыливающих отверстий. Для указанного технического состояния прецизионных пар выходные параметры дизеля считаются равными исходному состоянию.

Особо здесь следует отметить такое обстоятельство, что за предельные значения отклонений малых параметров принимаются значения при наработках более 6000 часов, а скорости изменения малых отклонений принимаются как средние арифметические по данным, приведенным в [1]. Приведенный ниже анализ не является абсолютно новым, подобные данные есть в работах [2 – 4] и др. но наши результаты касаются основного принципа, дискретные изменения этих параметров и определения остаточного ресурса топливной аппаратуры и дизеля.

На рисунках 1–4 изображены расчетные, по математической модели, и экспериментальные значения отклонений показателей дизеля от отклонений параметров топливной аппаратуры по наработке (Т, час).

Расчетные значения получены по математической модели процесса впрыска в малых

отклонениях при наработки через каждые 1500 часов. Выходные параметры дизеля сравнивались с экспериментальными показателями, а расчетные данные получены по математической модели и методике расчета предложенной В.П. Муравьевым и В.А. Кулаковым [5,6].

При этом изменение параметров дизеля (рисунки 1–2) принимались равными нулю. На этих рисунках изменения N_e, g_e дизеля, полученные экспериментально, являются максимально возможными от одновременного (суммарного) влияния изменения параметров топливной аппаратуры и дизеля, а расчетные данные дифференцированы, т. е. только от тех, которые нанесены на конкретный рисунок, как средние от действия u параметров.

Установленные взаимовлияния не противоречат научным работам [3,4,7] и др., но факт практического совпадения эксперимента и расчета дает возможность сохранить надежду, что можно найти критерии предельного состояния дизеля, как подсказано в работе [1].

Анализ данных (рисунка 1) показывает, что увеличение износа прецизионных пар ($\Delta n, \kappa, u$) требует увеличения цикловой подачи ($q_{ц}$), но тем не менее, её рост до 128 мм^3 не улучшает качества распыливания (d_{30}), при наработке в пределах 6000 часов (d_{30}) лежит в пределах 50 мкм, когда в период наработки от 0 до 2000 часов он лежит в пределах 15–26 мкм, которые считаются оптимальными [8].

Мощность дизеля N_e снижается практически на треть, а удельный эффективный расход топлива g_e возрастает тоже на эту же практически относительную величину.

Ощутимое увеличение эффективного проходного сечения окна отсечки (μf)_о за счет кавитационного износа отсечной регулируемой кромки требует увеличения активного хода плунжера для роста ($q_{ц}$) и снижения (d_{30}), при этом несколько снижается только до наработки, равной 3700 часов [9]. Относительно интенсивный износ прецизионных пар практически заканчивается при этой же наработке, а увеличение цикловой подачи при этой наработке составляет всего 25%, двигатель не теряет практически мощности. Удельный эффективный расход топлива остается в пределах 210 – 217 г/кВт·ч.

На основании полученных данных по малым отклонениям (рисунок 1) можно было бы установить предельной наработкой 4500 часов только предварительно, а не окончательно. Потому, что надо проанализировать оставшиеся малые отклонения (рисунок 2) – это во-первых, и проанализировать изменения рабочих процессов по отдельным циклам топливной аппаратуры и дизеля по концу наработки, соответствующей 4500 часов, во-вторых.

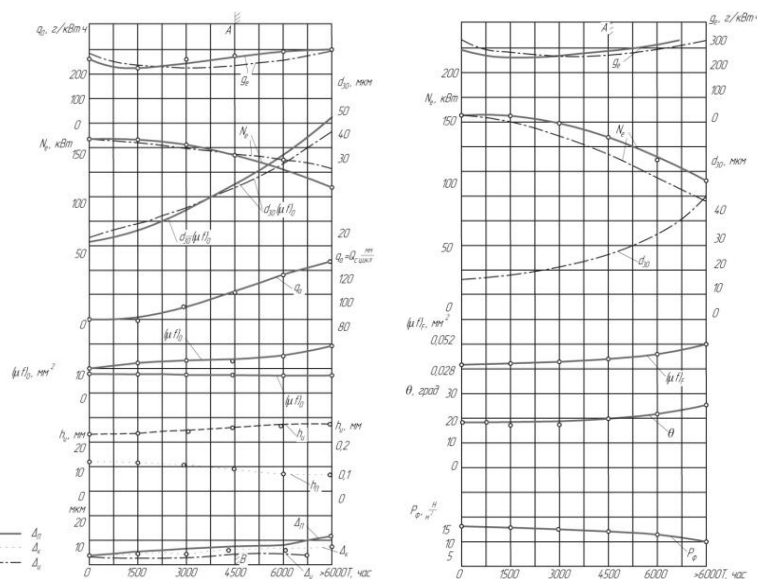


Рис. 1. Изменение показателей дизеля КамАЗ-740 от малых отклонений параметров по наработке ($N_{e0} = 160 \text{ кВт}$; $n=2600 \text{ 1/мин}$. эксперимент — расчет — . . .

Ощутимая потеря мощности (рисунок 2(а)) наступает после 4500 часов из-за резкого роста опережения подачи (Θ) и эффективного проходного сечения распылителя (μf)_p, а снижение жесткости пружины иглы (P_{ϕ}) приводит к росту диаметра капли (d_{30}), вследствие чего падает мощность (N_e) и возрастает удельный расход топлива (g_e). Заметим, что все это опять же на границе 4500 часов, т.е. и по этим малым отклонениям можно предварительно установить предельную наработку 4500 часов.

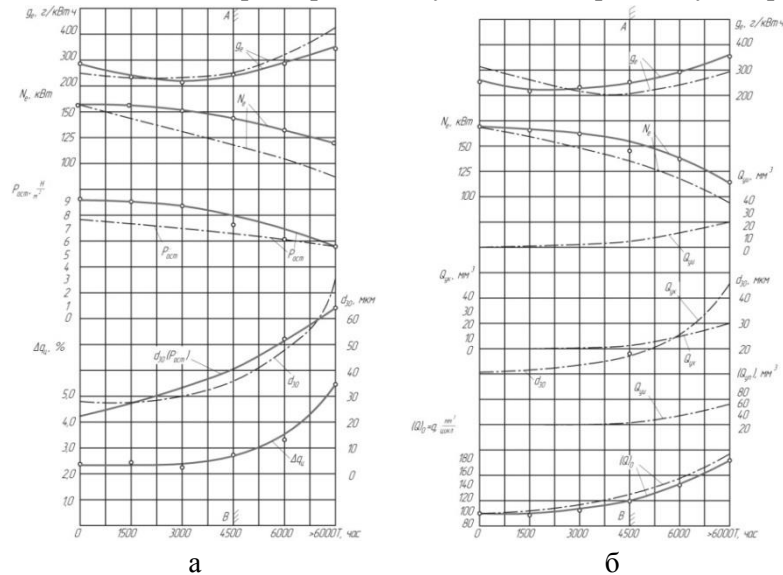


Рис. 2. Изменение показателей дизеля КамАЗ-740 от малых отклонений параметров по наработке ($N_{e0} = 160$ кВт; $n = 2600$ 1/мин. эксперимент — расчет - - - -

Мы же упомянули о неравной износостойкости деталей и узлов, а учитывая допуски на изготовление, термообработку, сборку топливной системы и регулировку, убеждаемся в том, что неравномерность (Δq_i) подачи топлива по цилиндрам более чревата чем что-либо. Поэтому не менее важным параметром следует считать величину остаточного давления в трубопроводе ($P_{ост}$) (рисунок 2 (а)). Снижение остаточного давления затягивает формирования импульса давления и момента начала трогания иглы. Это приводит к ухудшению качества распыления (d_{30}), снижению мощности (N_e) и увеличению расхода топлива (g_e). Заметим, что это ощущается при наработке 4500 часов, когда резко увеличивается неравномерность подачи по цилиндрам.

Такое явление было установлено для автотракторных дизелей на уровне 1500 – 1800 часов наработки [10,11].

Неплотности прецизионных пар в топливной аппаратуре дизелей возрастают с наработкой показанной на рисунке 2 (б). Следует отметить, что увеличение утечек в распылителе ($Q_{уи}$) и ($Q_{ук}$) приводят к резкому падению остаточного давления ($P_{ост}$), вследствие чего растет средний объемный диаметр капли, процесс горения затягивается далеко за верхней мертвой точкой, что приводит к резкому уменьшению мощности и увеличенным расходам топлива (g_e). Из приведенных данных можно установить, что это наступает в пределах суммарной наработки 4500 часов, когда диаметр капли увеличивается с 20 мкм до 48 мкм, что недопустимо для быстроходных дизелей [10].

Предварительно сделаем вывод о том, что 4500 моточасов с нашей точки зрения, по приведенному анализу, можно считать гарантированным ресурсом, отметим это на рисунках 1 – 4 вертикальной линией А – В, разделив период наработки на допустимый (слева) и опасный (справа).

Интегральная (Q) и дифференциальная (ΔQ) характеристики впрыска при прочих оптимальных параметрах топливной аппаратуры и дизеля определяют мощностные и эффективные показатели. При этом качество распыления по среднему объемному диаметру капли должно лежать в пределах 20 – 30 мкм для неразделенных камер сгорания [10,11].

На рисунках 5 – 9 показаны результаты обработки осциллограмм безмоторных испытаний и

результатов расчета по математической модели впрыска в малых отклонениях для исследуемого дизеля КамАЗ - 740.

Проанализируем изменения параметров характеристик впрыска, результаты которых будут использованы для анализа процессов сгорания с двух позиций: во-первых, этим будет доказана правомочность математической модели впрыска в малых отклонениях, во-вторых, появится возможность научно обосновано вводить коррекцию процессов впрыска для сохранения приемлемых параметров процессов выгорания топлива и увеличения продолжительности эксплуатации дизеля, а наиболее желательным аргументом (в последствии) появится точная граница гарантийного периода, наоснове которого будет точно установлен и остаточный ресурс. Это для техники, которая работает в аграрном производстве сейчас, как никогда является наиболее важным.

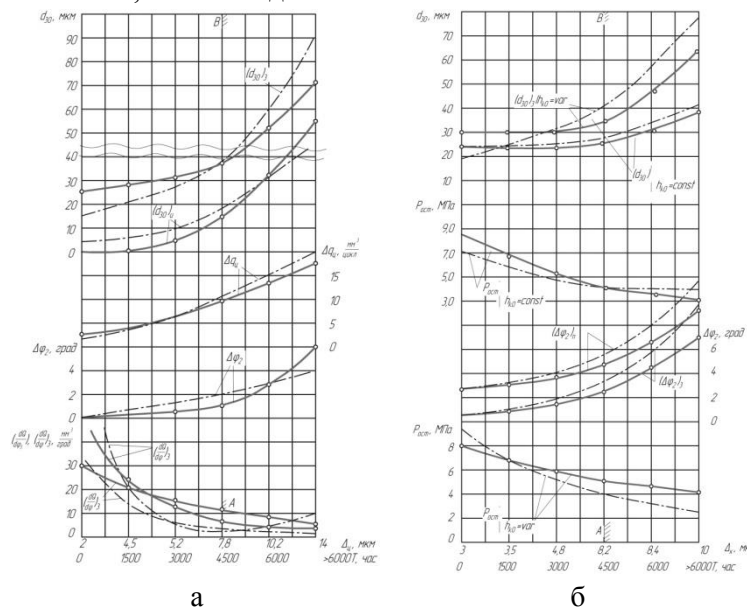


Рис. 3. Отклонение параметров впрыска от изменения параметров «плунжер-гильза» а, и «клапан-седло» б, $(N_e)_0 = 160$ кВт; $n = 2600$ 1/мин; $\varphi_2 = 26$ град. п.кол. вала. эксперимент — — — — — расчет

Поскольку, основными определяющими параметрами продолжительности впрыска (φ_2), являются Q и $dQ/d\varphi = f(P_p, h_u)$, качества распыления $d_{30} = f(P_p(h_u), \mu f_p)$, поэтому параметрами отклонения характеристики впрыска принимаем изменение $Q \times dQ/d\varphi$, $\Delta\varphi_2$, ΔQ_z , ΔQ_n , как параметров, влияющих на качество распыливания в начале подачи и в конце подачи (рисунок 3, а).

Данные показывают и в некоторой степени предупреждают о том, что изменение скорости впрыска по переднему и заднему фронтам $(\frac{dQ}{d\varphi})_{n,z}$ наиболее существенны до наработки 3000 часов, при износе $\Delta n = 5,2$ мкм, а затем, как бы восстанавливаются, приближаясь к постоянному значению в пределах 5 – 7 мм³/цикл. Хотя известно, что уменьшение гидравлической плотности прецизионной пары “гильза – плунжер” существенно оказывают влияние на формирующий импульс давления P_n и его скорость изменения $(dP_n/d\varphi)$, по которому формируется импульс $(dP_n/d\varphi)$, а характеристику впрыска определяет $(dP_p/d\varphi)$ (уравнения приведены в работе [1]).

Появившийся “парадокс Даламбера” разрешим, так как утечки через неплотности пары “гильза – плунжер” надо рассматривать совместно, как два процесса: формирование волны давления во входе в трубопровод и отраженной волны ($W_{t=\tau}$) (уравнение приведено в работе [1]), которые и по фазе и по амплитуде могут исказить импульс, входящий в трубопровод высокого давления, как показано в работе [1].

Этот факт подтверждает, что рост продолжительности впрыска определяется тем, что увеличенная цикловая подача ($\Delta q_{ци}$) ведет к увеличению продолжительности впрыска ($\Delta \varphi_2$) (рисунок 3, а). Отсюда и все последствия, в частности, ухудшение качества распыления (d_{30}), как по переднему, так и по заднему фронтам. Дополнительно это можно объяснить следующим, увеличенная цикловая подача при $(\mu f) = \text{const}$ увеличивает (φ_2) продолжительность подачи. Наложение прямой волны давления ($dP_{и}/d\varphi$) на отраженную (W_{i}/z) дает ощутимый отрицательный эффект – давление в конце впрыска резко падает, качество распыления (d_{30}) ухудшается по переднему и заднему фронтам, что подтверждает и расчет и эксперимент, но тем не менее величина наработки прецизионных пар опять фиксируется в районе 4500 часов. Мы не станем уделять этой наработке внимание до тех пор, пока не проанализируем изменение входного импульса давления в трубопровод после нагнетательного клапана. Если эта величина по наработке сохранится и в конце впрыска (для анализа игла-распылитель) при двояком изменении $(\mu f)_p$ по безмоторным и моторным испытаниям, то наши ожидания и надежды оправдаются.

Рассмотрим отклонения параметров впрыска от изменения параметров “клапан-седло” (рисунок 3, б).

Узел “клапан-седло” можно рассматривать как плунжер, но с меньшим диаметром, у которого активное возмущение входного импульса осуществляется до выхода разгрузочного пояска из канала седла ($h_k = h_{k_0}$). Если $h_k > h_{k_0}$, то возмущение осуществляется плунжером, а сжимающийся объем равен сумме ($V_n + V_k$), гашение возмущения в начале трубопровода высокого давления ощутимо, хотя на конце трубопровода не столь явно, т.к. перемещение иглы и ее диаметр значительно меньше хода и диаметра плунжера.

Исходя из этого очевидно и изменения параметров, определяющих изменения характеристик впрыска и качества распыливания от параметров “клапан-седло” (рисунок 3, б).

Из полученных данных, когда подносилась посадочная конусная поверхность ($h_k = \text{var}$), даже на очень малую величину (δh_{k_0}), [1] скорость изменения давления в малых отклонениях ощутимо падает, а после закрытия клапана ($h_k = 0$) остаточное давление резко уменьшается, до пределов значительно меньших, чем установлено для случая новой аппаратуры (уравнения 16 – 18).

Отсюда и рост продолжительности впрыска как по переднему ($\Delta \varphi_2)_n$ так и по заднему ($\Delta \varphi_2)_z$ фронтам впрыска. При сохранении хода разгрузки нагнетательного клапана ($h_{k_0} = \text{const}$), остаточное давление уменьшается не выходя за предел снижения порядка 3 МПа, а это уже определяет, что нагнетательный клапан более чреват не по износу диаметра разгрузочного пояска, а по плотности запорного конуса. Этот аргумент подтверждается и тем, что сохранение остаточного давления способствует более четкому началу формирования волны давления на входе в трубопровод ($dP_{и}/dt$), при этом средний объемный диаметр капли по наработке меняется незначительно. Увеличение же ($h_{k_0} = \text{var}$) по наработке приводит к резкому ухудшению качества распыливания (рисунок 3, б) ($d_{30} = f(h_{k_0}) = \text{var}$).

Анализ приведенных данных вселяет опять мысль и надежд на то, что наработка по клапану, равная 4500 часов, как бы сохраняет свое критическое достоинство. Несколько ниже, дадим этому окончательный статус как параметру.

Изменения характеристик впрыска от параметров игла-распылитель приведены на рисунку 4. Анализ этих данных показывает, что по мере уменьшения гидравлической плотности (Δu) продолжительность впрыска уменьшается практически в 3 раза, а продолжительность переднего ($\Delta \varphi_2)_n$ и заднего ($\Delta \varphi_2)_z$ фронтов до 40 градусов поворота коленчатого вала. Утечки через неплотности достигают до 40 мм³/цикл ($Q_{уи}$), вследствие чего, даже при постоянном значении перемещения иглы остаточное давление ($P_{ост}$) снижается до 3 с 9 МПа. Все эти влияния приводят к резкому ухудшению качества распыливания вообще, а по переднему и заднему фронтам (d_{30}) достигает 100 и более микрометров. Процесс выгорания при этом значительно сдвигается за ВМТ, что снижает мощность

и крутящий момент дизеля.

Здесь особо отмечаем, что предельно допустимым изменением следует считать продолжительность впрыска (φ_2) – которая с 260 уменьшилась на 80. а средний объемный диаметр капли возрос по фронтам до 60 мкм.

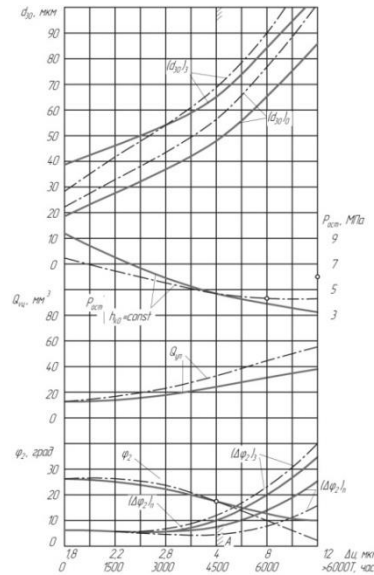


Рис. 4. Отклонение параметров впрыска от изменения параметров «игла-распылитель»:
(N_e)₀ = 160 кВт; n = 2600 1/мин; φ_2 = 26 град. п. кол.вала. эксперимент — расчет - - - -

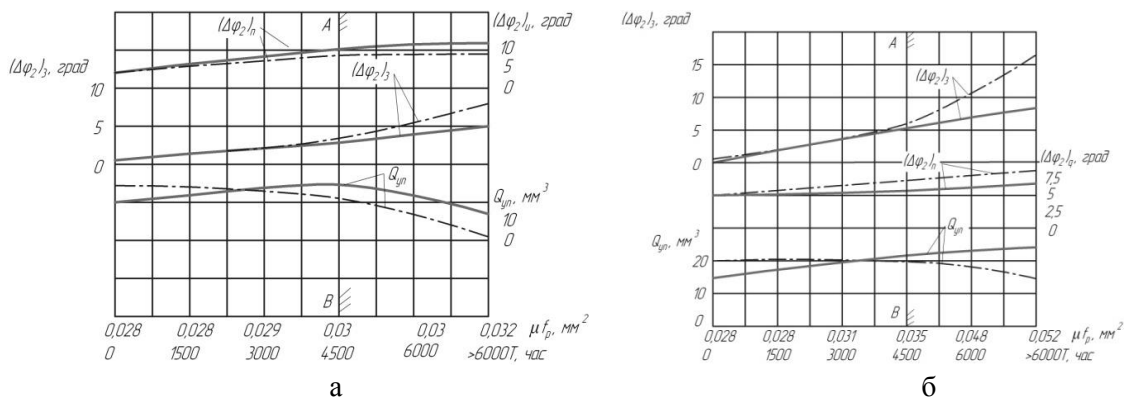


Рис. 5. Отклонение параметров впрыска по изменению распылителя (безмоторные испытания): (N_e)₀ = 160 кВт; n = 2600 1/мин; φ_2 = 26 град. п. кол.вала. эксперимент — расчет - - - -

Учитывая увеличение продолжительности впрыска до 100, значит суммарное φ_2 равно 28 градусам поворота коленчатого вала. Если средний диаметр капли в основной впрыск составил 18 – 25 мкм, то ухудшение в общем случае не превышает 12 – 14 мкм к наработке 4500 часов. Таким образом, зазор 4 мкм в игле-распылителе и восстанавливаемая утечка в пределах 40 – 45 мм³ не приведет к нарушению рабочего процесса дизеля. Данное обстоятельство следует учитывать при анализе рабочего процесса дизеля.

Самым положительным фактом остается то, что если эффективное проходное сечение распылителя (μf)_p за время наработки не меняется (рисунок 5, а), то рабочие участки характеристики и по фронтам и за время основного впрыска сохраняются практически постоянными, а если изменяются, то на неощутимую величину. В противовес ведет параметр ($Q_{уи}$), по сравнению с моторными испытаниями (рисунок 2, б), связано это вероятно с тем, что если возрастает кинематическая вязкость с ростом температуры и утечки увеличиваются, в связи с ростом интегральной характеристики впрыска.

Моторные испытания и осциллографирование параметров дифференциальной характеристики впрыска (рисунок 5, б) дают основание заключить, что увеличение проходного сечения распылителя, за счет эрозийного износа распыливающих отверстий до $0,052$ с $0,028$ мм² приводят к значительному росту продолжительности заднего фронта. Это можно объяснить довыжиманием топлива иглой после окончания отсечки. Увеличение $(\mu f)_p$ приводит к уменьшению утечек топлива. Изменение утечек топлива в сторону уменьшения начинается с $\mu f_p=0,035$ мм² до $0,052$, при наработке с 4500 до 6000 часов.

Выводы

Имея результаты анализа изменения параметров дифференциальной характеристики впрыска, можно уже с уверенностью утверждать, что наработка топливной аппаратуры до 4500 часов является гарантированной (безупречной) наработкой. Это мы и примем за отправной пункт дальнейших исследований для определения остаточного ресурса, но прежде необходимо установить предельно допустимые малые отклонения технического состояния прецизионных пар и регулировок топливной аппаратуры.

Список литературы

1. Николаенко А. В. Прогнозирование показателей надежности топливной аппаратуры по результатам незавершенных испытаний. Научн. тр. ЛСХИ. т. 300 /А. В. Николаенко, В. Н. Хватов, В. Г. Обрядин– Л.: ЛСХИ, 1986. С.8-12.
2. Лышевский А. С. Распыливание топлива в судовых дизелях / Лышевский А. С. – Л.: Судостроение, 1971. – 245с.
3. Григорьев М.А. Исследования критериев предельного состояния дизеля /М. А. Григорьев, Е. П. Слабов// "Автомобильная промышленность". – 1972. – № 12. С. 8-10.
4. Подача и распыливание топлива в дизелях / [И. В. Астахов, В. И. Трусов, А. С. Хачиян и др.]; под ред. проф. И.В. Астахова. – М.: Машиностроение, 1972. – 359 с.
5. Надежность дизелей. Ч. 1 / [Анисимов В.Ф., Барсуков С.И., Пизинцали Л.В., Рогачева Е. В.] – Одесса: ОИСВ, 2002. – 254 с.
6. Ждановский Н. С. Ускоренные испытания распылительной форсунки на изнашивание. Научн. труды, ЛСХИ. том 345 /Н. С. Ждановский, А. В. Николаенко, В. Г. Аляпьев – Л.: ЛСХИ, 1978. С. 14-19.
7. Антипов В. В. Износ прецизионных деталей и нарушение характеристик топливной аппаратуры дизелей /Антипов В. В. – М.: Машиностроение. 1972. – 176 с.
8. Бобров В. Ф. Исследование влияния износа плунжерных пар на впрыск топлива / В. Ф. Бобров// Тр. ХНИИЖТА, 1960. –2 вып. XXXV. – С. 20-32.
9. Муравьев В. П. Численные исследования математической модели факела топлива в дизельном двигателе /В. Муравьев, В. Кулаков //ЦНИИТЭИ тяжмаш, ВИНКТИ, 1981. – №5. – С. 81.
10. Кулаков В.А. Численное исследование математической модели факела топлива в дизельном двигателе / В. А. Кулаков, В. П. Муравьева – Тюмень., 1980. –210 с. - Рукопись представлена Тюменс. индустр. инст-м. –Деп. в ЦНИИТЭИ тяжмаш, 24 дек. 1980, №665.
11. Селиванов А.И. Основы теории строения машин / Селиванов А. И.– М.: Машиностроение. 1971. – 408 с.
12. Моделирование и экспериментальные исследования рабочих процессов топливной аппаратуры и дизеля [Отчет по НИР Одесского политехнического института, депонированный в ВНИИ центр, гос. рег. №1830066/инв. №0280007387]. –М.: 1985. – 121 с.
13. Борщевский Ю. Т. Повышение кавитационной стойкости двигателей внутреннего сгорания / Борщевский Ю. Т., Мирошниченко А. Ф., Погодаев Л. И.; под ред. Ю. Т. Борщевского. – К.: Вища школа, 1980. – 207с.
14. Воинов А. Н. Процессы сгорания в быстроходных поршневых двигателях /Воинов А. Н. – М.: Машиностроение, 1965. – 212с.
15. Пизинцали Л. В. Управление выходными параметрами дизеля путем изменения характеристик впрыска топлива / Л. В. Пизинцали // МОНУ. Вестник ХГТУ. –2001. – вып. 1 (10). – С. 351-354.

References

1. Nikolayenko A.V. Prognozirovaniye pokazateley nadezhnosti toplivnoy apparatury po rezul'tatam nezavershennykh ispytaniy. Nauchn. tr. LSKHI. t. 300 / A. V. Nikolayenko, V. N. Khvatov, V. G. Obryadin- L. : LSKHI,

1986. S.8-12.

2. Lyshevskiy A. S. raspylivaniya topliva v sudovykh dizelyakh / Lyshevskiy A. S. - L.: Sudostroyeniye, 1971. - 245s.
3. Grigor'yev M.A. Issledovaniya kriteriyev predel'nogo sostoyaniya dizelya / M. A. Grigor'yev, Ye. P. slabovogo // "Avtomobil'naya promyshlennost'". - 1972. - № 12. S. 8-10.
4. Podacha i raspylivaniye topliva v dizelyakh / [I. V. Astakhov, V. I. Trusov, A. S. Khachiyan i dr.]; pod.red. prof.I.V.Astakhova. - M.: Mashinostroyeniye, 1972. - 359 s.
5. Nadezhnost' dizeley. CH. 1 / [Anisimov V. F., Barsukov S.I., Pizintsali L. V., Rogacheva Ye.V.] - Odessa: OISV, 2002. - 254 s.
6. Zhdanovskiy N. S. Uskorennyy ispytaniya raspylitel'noy forsunki na iznashivaniye. Nauchn. trudy, LSKHI. tom 345 / N. S. Zhdanovskiy, A. V. Nikolayenko, V. G. Alyapyshev - L.: LSKHI, 1978. S. 14-19.
7. Antipov V. V. Iznos pretsizionnykh detaley i narusheniye kharakteristik toplivnoy apparatury dizeley / Antipov V. V. - M.: Mashinostroyeniye. 1972. - 176 s.
8. Bobrov V. F. Issledovaniye vliyaniya iznosa plunzhernykh par na vprysk topliva / V. F. Bobrov // Tr. KHNIIZHTA, 1960. -2 vyp. XXXV. - C. 20-32.
9. Murav'yev V. P. Chislennyye issledovaniya matematicheskoy modeli fakela topliva v dizel'nom dvigatele / V. Murav'yev, V. Kulakov // TSNIITEY Tyazhmash, VINKTY, 1981. - №5. - C. 81.
10. Kulakov V. A. Chislennoye issledovaniye matematicheskoy modeli fakela topliva v dizel'nom dvigatele / V. A. Kulakov, V. P. Murav'yeva - Tyumen', 1980. -210 s. - Rukopis' predstavlena Tyumens. industr. inst-m. -Dep. v TSNIITEY Tyazhmash, 24 dek. 1980, №665.
11. Selivanov A.I. Osnovy teorii stroyeniya mashin / Selivanov A. I. - M.: Mashinostroyeniye. 1971. - 408 s.
12. Modelirovaniye i eksperimental'nyye issledovaniya rabochikh protsessov toplivnoy apparatury i dizelya [Otchet po NIR Odesskogo Politekhnicheskogo instituta, deponirovanny v VNTY tsentr, gos. reg. №1830066 / inv. №0280007387]. -M.: 1985. - 121 s.
13. Borshchevskiy YU.T. Povysheniye kavitatsionnoy stoykosti dvigateley vnutrennego sgoraniya / Borshchevskiy YU.T., Miroshnichenko A. F., Pogodayev L. I.; pod red. YU. T. Borshchevskogo. - M.: Vysshaya shkola, 1980. - 207s.
14. Voinov A. N. Protsessy sgoraniya v bystrokhodnykh porshnevnykh dvigatelyakh / Voinov A. N. - M.: Mashinostroyeniye, 1965. - 212s.
15. Pizintsaly L.V. Upravleniye vykhodnymi parametrami dizelya putem izmeneniya kharakteristik vpryska topliva / L. V. Pizintsaly // MON. Vestnik KHGTU. -2001. - Vyp. 1 (10). - S. 351-354.

ВПЛИВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ПРЕЦИЗІЙНИХ ПАР НА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЯ

Анотація: проведено аналіз взаємозв'язків параметрів упорскування, паливоподачі і витоків палива і знайдено найбільш впливові параметри. Знайдено коефіцієнти впливу і побудовані залежності коефіцієнтів впливу на відповідні їм параметри. Використовуючи отримані залежності, охарактеризовано вплив технічного стану прецизійних пар на ефективні показники двигуна. Встановлено залежності зміни характеристики впрыскування від малих відхилень параметрів, що характеризують технічний стан прецизійних пар.

Ключові слова: паливоподача, коефіцієнти впливу, показники двигуна, відхилення параметрів.

INFLUENCE OF TECHNICAL STATE OF PRECISION PAIRS ON THE EFFECTIVE REFRACTIVE DIESEL

Summary: the analysis of the relationship of injection parameters, fuel and fuel leaks and found the most influential parameters. Found influence coefficients and built according to the influence coefficients corresponding parameters. Using the obtained dependence, characterized by the influence of the technical state of precision pairs on the effective performance of the engine. The dependence of the characteristics of the injection of small deviations of parameters characterizing the technical condition of precision pairs.

Keywords: fuel supply, factors influence performance of the engine, the deviation parameters.