

Г. А. ТАШКИНОВ, Н. П. ТОЛСТЫХ

ВОССТАНОВЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОРРЕКТОРА ТОПЛИВНОГО НАСОСА ДИЗЕЛЯ

Известно, что режим движения тракторного агрегата тем устойчивее, чем круче падает в направлении увеличения числа оборотов кривая зависимости крутящего момента двигателя от его оборотов.

Перегрузка двигателя сопровождается его работой по безрегуляторной (внешней) характеристике. Способность двигателя преодолевать перегрузки (устойчивость режима работы) оценивается коэффициентом приспособляемости, который определяется как отношение максимального крутящего момента по внешней характеристике к крутящему моменту при номинальном числе оборотов.

Для повышения коэффициента приспособляемости современных тракторных дизелей их топливные насосы снабжены корректором подачи топлива. Повышение нагрузки двигателя сверх нормальной сопровождается снижением числа его оборотов, прекращением действия регулятора и переходом на работу по безрегуляторной ветви характеристики.

Переход двигателя для работы на безрегуляторную ветвь, обусловленный перегрузкой, вводит в действие корректирующее устройство топливного насоса, что вызывает увеличение цикловой подачи топлива и повышение крутящего момента двигателя до определенного предела. Таким образом, работа корректора заключается в увеличении цикловой подачи топлива по мере снижения числа оборотов двигателя ниже номинальных, что с одновременным повышением коэффициента

наполнения цилиндров обеспечивает сгорание дополнительной порции топлива, а значит, и возрастание крутящего момента.

Наличие корректора подачи топлива в топливном насосе тракторного дизеля облегчает трогание агрегата с места и способствует форсированию трактором возникающих при работе временных перегрузок без перехода на низшую передачу. Это позволяет повышать коэффициент загрузки тракторного агрегата и способствует повышению производительности и экономичности работы трактора.

Большинство двигателей отечественных тракторов укомплектовано топливными насосами типа 4 ТН—8,5×10 с корректирующим устройством, состоящим из пружины 1 и призмы 2 (рис. 1). При оптимальном скоростном режиме двига-

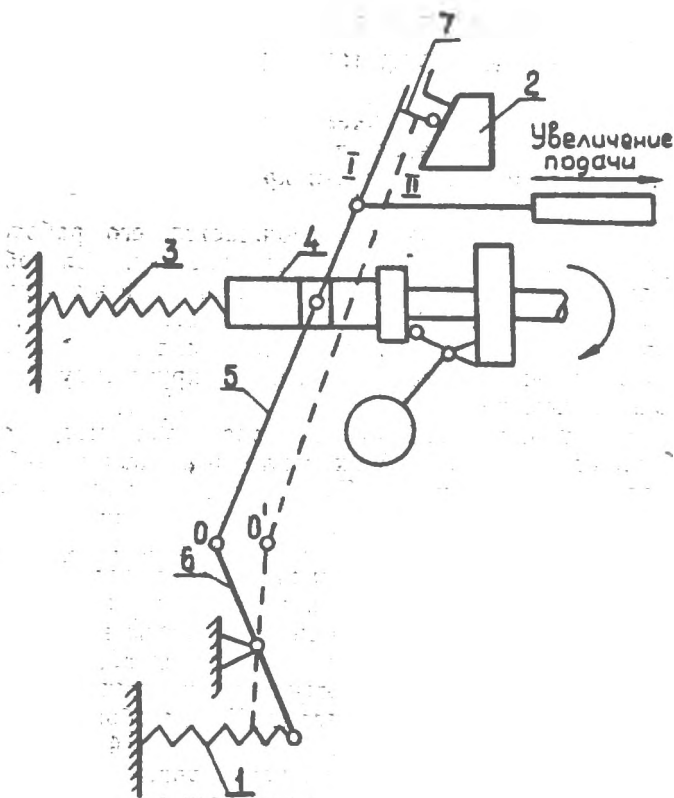


Рис. 1.

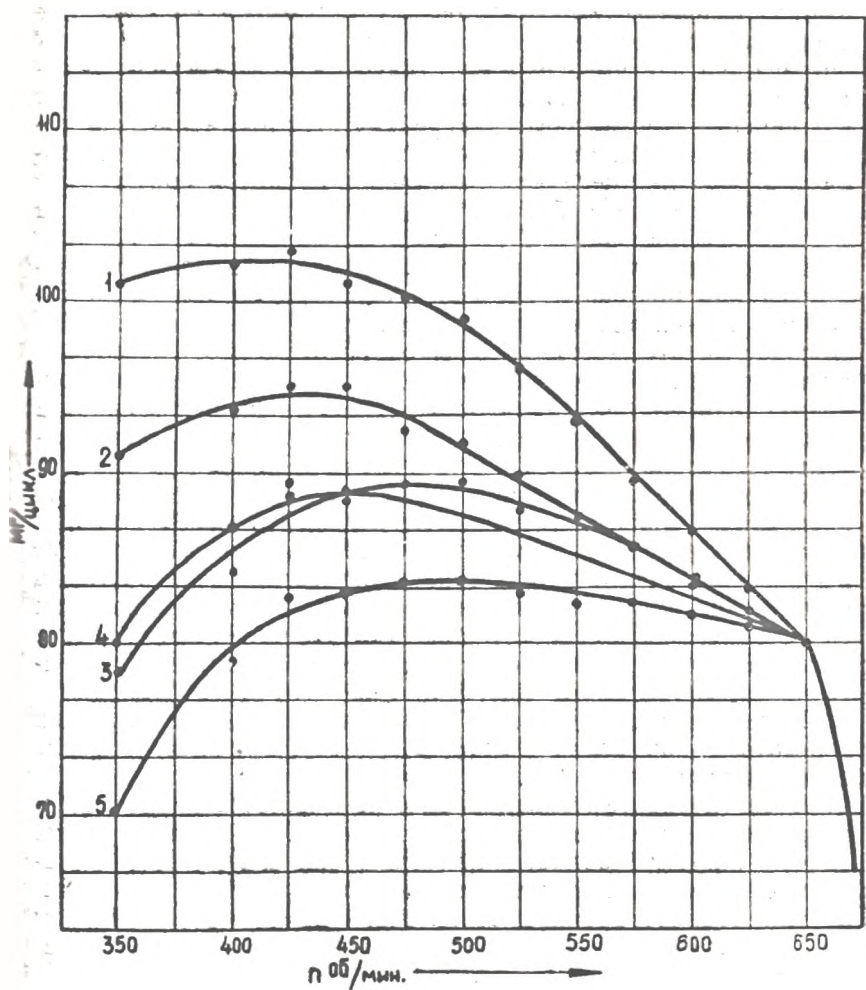


Рис. 2.

теля детали механизма регулятора и корректора занимают положение I, указанное на схеме.

Увеличение нагрузки на двигатель сверх нормальной вызывает снижение числа его оборотов, в результате чего под воздействием пружины 3 регулятора муфта 4 и вильчатый

рычаг 5 переместятся вправо, что вызовет перемещение вправо оси 0, деформацию пружины 1 и скольжение винта 7 по призме 2. Перемещение винта по призме, вильчатого рычага 5 и кронштейна 6 из положения I в положение II приводит к дополнительному движению рейки в сторону увеличения подачи топлива. Таким образом, корректирование подачи топлива достигается перемещением рейки, происходящим за счет спрямления рычагов 5 и 6 в системе регулятора, а также за счет скольжения винта 1 по плоскости призмы.

В процессе эксплуатации дизельных двигателей работоспособность топливных насосов нарушается. Основной причиной нарушения работоспособности топливных насосов является износ их плунжерных пар. Износ (причем неравномерный) плунжерных пар вызывает уменьшение цикловой подачи топлива, нарушение равномерности и момента подачи топлива в цилиндры, что приводит к снижению мощности и экономичности двигателя.

В практике, когда износ плунжерных пар не превышает предельный и пары не нуждаются в замене, восстановление показателей работы топливного насоса осуществляется его регулировкой. Регулировка топливного насоса заключается в восстановлении цикловой подачи топлива при номинальном скоростном режиме, восстановлении равномерности подачи топлива по цилиндрам, восстановлении оптимального момента начала впрыска топлива.

Проверка работы насоса на режимах, соответствующих перегрузке двигателя, комплексом регулировочных работ не предусматривается.

В своей работе мы задались целью выяснить влияние износа плунжерных пар топливного насоса двигателя Д-54 на работу насоса в области перегрузок двигателя. Исследование проводилось путем экспериментального снятия характеристик топливоподачи насосом с включенным регулятором при различном числе оборотов кулачкового валика и при разной степени изношенности плунжерных пар.

Характеристики снимались на регулировочном стенде с топливного насоса, укомплектованного новыми плунжерными парами, а также парами с различной степенью изношенности, но пригодными для эксплуатации. Перед снятием характеристик насос подвергался регулировке в соответствии с техническими условиями.

Оценка состояния или степени изношенности плунжерных пар производилась по давлению, которое могла обеспечить

пара, установленная в топливный насос при ручном нагнетании ею топлива с числом качаний, равным 70—100 в минуту. Замер давления осуществлялся максиметром.

Для экспериментов топливный насос последовательно комплектовался новыми плунжерными парами, которые при указанных выше условиях обеспечивали давление более 500 кг/см², а также парами с различной степенью изношенности, которые обеспечивали давление от 350 до 100 кг/см². Последняя пара, хотя и обеспечивает необходимое давление для запуска двигателя при пусковом числе оборотов, находится на пределе, близком к выбраковочному. Всего было исследовано четыре новых пары и восемь пар с различной степенью изношенности.

После регулировки топливного насоса с новыми и изношенными парами нами были сняты характеристики цикловой подачи топлива насосными секциями при работе корректора, то есть на режиме, соответствующем перегрузке двигателя.

На рис. 2 приведены кривые цикловой подачи топлива насосом, укомплектованным различными парами. Кривая 1 соответствует цикловой подаче новых пар, кривые 2—5 получены при работе плунжерных пар, характеристика по давлению которых соответствует 350, 210, 150 и 100 кг/см².

Как видно из графика, работа корректора с новыми парами (кривая 1) обеспечивает в период перегрузки увеличение цикловой подачи против нормальной на 30%, в то время как наиболее изношенная, но вполне работоспособная пара (кривая 5) дает увеличение подачи всего на 4%. Недостаточная цикловая подача изношенными парами объясняется тем, что с износом плунжерных пар увеличивается утечка топлива между плунжером и гильзой в период нагнетания. При изношенных парах перемещение корректором регуливающей рейки насоса в сторону увеличения подачи топлива становится недостаточным, так как не компенсирует увеличивающуюся утечку топлива при снижении числа оборотов насосом в период перегрузки двигателя.

Учитывая, что величина эффективного давления и крутящего момента двигателя пропорциональна цикловой подаче топлива, работа двигателя с изношенными плунжерными парами уменьшает величину его крутящего момента, то есть величину коэффициента приспособляемости, что снижает динамические качества двигателя. В результате уменьшается способность трактора преодолевать кратковременные перегрузки, требуется более частый переход на низшую пере-

дачу или уменьшение загрузки трактора (например, уменьшение глубины пахоты). Этим можно объяснить тот факт, что многие трактористы при каждой регулировке насоса требуют замены пар новыми, а при работе с изношенными плунжерными парами в целях увеличения подачи топлива пользуются пусковым обогатителем, чем чрезмерно увеличивают подачу топлива и вызывают дымление двигателя в момент его перегрузок.

Как показали наши исследования, чтобы восстановить нормальные характеристики топливного насоса при работе с плунжерными парами, имеющими износ, помимо обычной регулировки насоса, следует повышать эффективность действия корректора. Повышение эффективности действия корректора можно осуществить различными путями: изменением жесткости пружины корректора, изменением профиля (наклона рабочей поверхности) призмы корректора или одновременным изменением жесткости пружины и профиля призмы. Для ремонтных мастерских наиболее доступным средством является изменение профиля призмы корректора.

Нахождение измененного профиля призмы корректора нами произведено экспериментально-графическим методом (рис. 3). Для этого была построена характеристика цикловой подачи топлива насосом с новыми плунжерными парами в период работы корректора (левый верхний квадрант графика).

В правой верхней четверти графика представлены прямые цикловой подачи топлива изношенной парой, обеспечивающей давление 150 кг/см^2 , в зависимости от хода рейки в сторону увеличения подачи при различном числе оборотов валика насоса (от 650 до 350 оборотов в минуту с интервалом в 25 оборотов). За начало отсчета (нуль) принято положение рейки при нормальном (650) числе оборотов насоса.

В целях определения влияния профиля призмы на работу корректора было замерено вертикальное и горизонтальное перемещение винта 7 (рис. 1) по поверхности призмы, в зависимости от изменения числа оборотов валика насоса. Одновременно замерялось перемещение рейки, что дало возможность подсчета отношения горизонтального перемещения винта к соответствующему перемещению рейки. Это отношение при различном числе оборотов колебалось от 0,5 до 0,8. Переменное значение отношения объясняется тем, что величина сдвига рейки зависит не только от величины хода винта по призме, но и от движения («излома») шарнира, состоящего из кронштейна и вильчатого рычага регулятора.

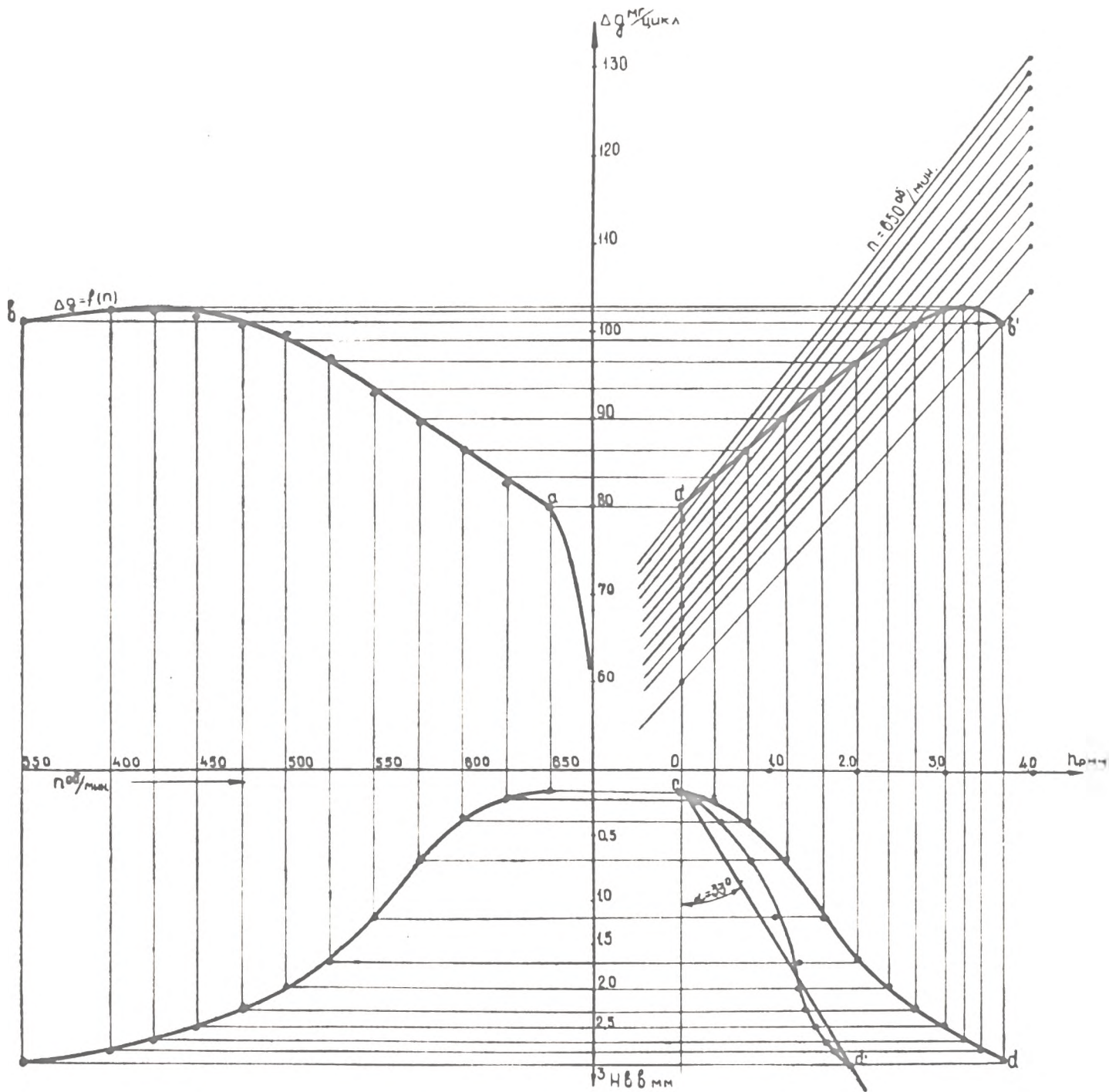


Рис. 3.

В нижнем левом квадранте по экспериментальным данным построена кривая вертикального перемещения винта по призме, в зависимости от числа оборотов насоса. Вертикальный путь винта в диапазоне оборотов от 650 до 350 в минуту равен 3 мм.

Кривая ab цикловой подачи из левого верхнего квадранта была перенесена в правый верхний и наложена на линии подачи топлива при соответствующих оборотах, что позволило определить необходимое увеличение хода рейки для восстановления эффективности корректора при работе насоса с изношенными парами. Из чертежа (рис. 3) видно, что для восстановления необходимой цикловой подачи топлива при работе корректора и насоса с изношенной парой необходимо перемещение рейки примерно на 3,5 мм в сторону увеличения подачи от первоначального положения, соответствующего нормальному скоростному режиму.

В правом нижнем квадранте построена кривая cd , которая показывает движение рейки в зависимости от вертикального перемещения винта и изменения числа оборотов. Здесь построена кривая cd^1 горизонтального перемещения винта при его скольжении по призме. Построение кривой cd^1 выполнено, исходя из величины хода рейки и подсчитанных ранее отношений горизонтального перемещения винта к движению рейки для различных чисел оборотов. Таким образом, кривая cd^1 представляет собой искомый профиль призмы корректора.

Поскольку выполнение призмы с криволинейной рабочей поверхностью нерационально, мы нашли возможным произвести ее спрямление (прямая cd^1). Максимальное отклонение цикловой подачи топлива в результате спрямления профиля не превышает 2 миллиграммов, что составляет примерно 2% от необходимой подачи.

Таким образом, построения, представленные на рис. 3, показывают, что угол α между поверхностью призмы и вертикалью для пары, обеспечивающей давление в 150 кг/см^2 , должен быть равен 33° .

Подобные построения для новых и остальных изношенных пар показали, что угол α для новых пар равен $19,5^\circ$, а для изношенных колеблется от 23 до 36° . По техническим условиям стандартная призма корректора между вертикалью и рабочей поверхностью имеет угол, равный $17-19^\circ$.

В целях экспериментальной проверки возможности повышения эффективности действия корректора изменением его

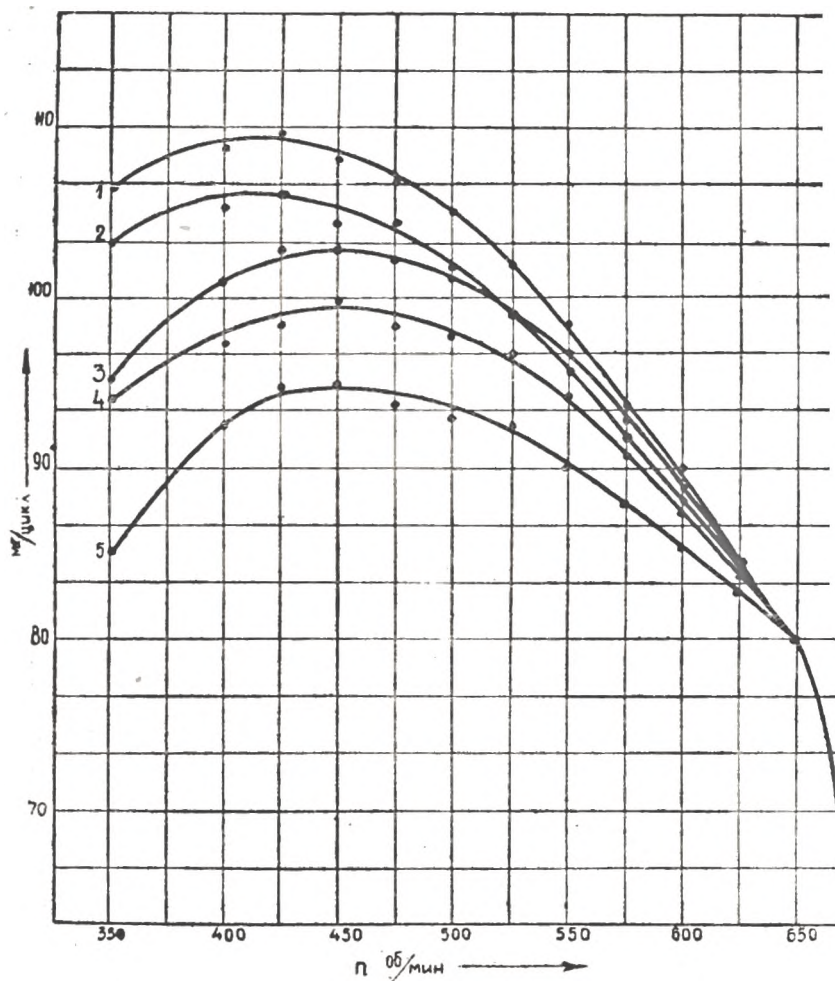


Рис. 4.

призмы при работе топливного насоса с плунжерными парами, имеющими износ, нами изготовлена призма с наклоном рабочей поверхности к вертикали, равным 33° .

На рис. 4 показаны характеристики цикловой подачи топлива насосными секциями с новой плунжерной парой и парами с различной степенью изношенности при работе насоса в

период действия корректора, в котором стандартная призма была заменена призмой, изготовленной нами.

Сравнение соответствующих кривых, приведенных на рис. 2 и 4, показывает, что изношенные пары при работе корректора с измененным профилем призмы увеличили цикловую подачу топлива на 20—32% по сравнению с цикловой подачей на нормальном скоростном режиме или на 15—18% по сравнению с цикловой подачей при работе со стандартной призмой.

Интересно отметить, что при работе с измененной призмой новые плунжерные пары увеличивают цикловую подачу всего на 6% по сравнению с работой на стандартной призме. Более резкое увеличение подачи изношенными парами можно объяснить тем, что изменение профиля призмы вызывает такой дополнительный поворот плунжеров в гильзах, в результате которого плунжеры устанавливаются неизношенной частью своей поверхности к окнам гильзы, что вызывает более резкое повышение цикловой подачи. Ниже в таблице приведены данные, характеризующие состояние исследованных плунжерных пар и показатели эффективности работы корректора при работе со стандартной и измененной призмой.

Наименование показателей	Новые пары	Пары, имеющие износ			
		вторая	третья	четвертая	пятая
Давление, обеспечиваемое парой при 70—100 качаниях в минуту ($\text{кг}/\text{см}^2$)	более 500	350	210	150	100
Цикловая подача, отрегулированная для нормального скоростного режима (мг)	80	80	80	80	80
Максимальное увеличение цикловой подачи при работе стандартного корректора по сравнению с подачей при нормальном скоростном режиме (в процентах)	30	17	11	10	4
Максимальное увеличение цикловой подачи при работе корректора с измененной призмой по сравнению с подачей при нормальном скоростном режиме (в процентах)	36	32	29	25	20
Увеличение цикловой подачи при работе корректора в результате замены его призмы (в процентах)	6	15	18	15	16

ВЫВОДЫ

1. Проводимая по существующим техническим условиям регулировка топливного насоса, укомплектованного плунжерными парами, имеющими тот или иной износ, не восстанавливает характеристику топливного насоса в области работы корректора, что ведет к снижению динамических качеств двигателя, характеризуемых величиной его коэффициента приспособляемости.

2. Для восстановления динамических качеств дизельного двигателя Д-54, а значит, и его производительности, в процессе регулировки топливного насоса следует восстанавливать эффективность действия его корректора, если насос укомплектован плунжерными парами, имеющими износ. Одним из способов восстановления эффективности действия корректора является увеличение до 33° угла между вертикалью и рабочей поверхностью призмы корректора.

3. Установку измененной призмы следует производить в насосы, плунжерные пары которых обеспечивают давление ниже 350 кг/см^2 при 100 качаниях плунжера или 100 оборотах в минуту валика насоса.

ЛИТЕРАТУРА

Болтинский В. Н. Тракторные и автомобильные двигатели. Сельхозгиз, 1953.

Гашников Г. А. Эксплуатация дизельной топливной аппаратуры. Иркутск, 1958.