

еся следствием ее непосредственного действия. Если в начальный момент трогания (свободный режим качения) сила сопротивления качению колеса с пневматической шиной равняется $P_f^c = f^c Y$, то с учетом приращения нормальной реакции от действия крутящего момента ($Y_1 = Y + P''_k$) для ведущего режима можем записать:

$$P_{\text{ш}}^b = f^c (Y + P''_k).$$

Подставив в последнее равенство значения Y ($Y = G_k$) и P_k и поделив обе стороны на величину вертикальной нагрузки, приложенной к колесу, получим выражение для расчета коэффициента сопротивления качению, оценивающего гистерезисные потери одиночного движителя

$$f_{\text{ш}}^b = f^c [1 + (M_{\text{кр}} - M_f^c)^2 / (r_{\text{д}}^b \lambda_{\tau} G_k)]. \quad (4)$$

Схема сил, действующих на ведомое колесо, представлена на рис. 2. Когда на колесо действует продольная толкающая сила P_{τ} , она деформирует его шину. В соответствии со сделанным допущением ось колеса, т. О, перемещаясь вперед в т. О₁, не вызывает скольжения в пятне контакта, а закрутка шины на угол φ' вокруг т. Д происходит за счет тангенциальной эластичности шины. При этом толкающее усилие раскладывается на силу P'_{τ} , которая с реактивной силой R'_{τ} , и плечом О₁Д создает момент, вызывающий качение колеса, и силу P''_{τ} . Последняя вызывает появление в контакте одинаковой по величине и обратной по направлению реактивной силы R''_{τ} , горизонтальная проекция которой представляет собой дополнительную силу сопротивления ΔP_f^T , возникающую при ка-

чении колеса в ведомом режиме от действия самой толкающей силы. Значение дополнительной силы сопротивления качению определяется с помощью зависимости

$$\Delta P_f^T = P_{\tau}^3 [r_{\text{д}}^0 / (2 \lambda_{\tau})]^2, \quad (5)$$

где $r_{\text{д}}^0$ — силовой радиус ведомого колеса, м.

Подставив (5) в (2), получим выражение для определения силы сопротивления качению колеса в ведомом режиме:

$$P_{\text{ш}}^0 = P_f^c + P_{\tau}^3 [r_{\text{д}}^0 / (2 \lambda_{\tau})]^2, \quad (6)$$

а поделив обе стороны равенства (6) на величину веса, приходящегося на движитель, получим коэффициент сопротивления ведомого колеса:

$$f_{\text{ш}}^0 = f^c + (P_{\tau}^3 / G_k) [r_{\text{д}}^0 / (2 \lambda_{\tau})]^2. \quad (7)$$

Выведенные зависимости (4) и (7) оценивают гистерезисные потери в колесе при качении в ведущем и ведомом режимах и могут быть использованы при дифференцированном изучении процессов, происходящих в контакте деформируемого колеса с основанием.

Список литературы

1. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины. — М.: Автотрансиздат, 1976.
2. Пирковский Ю.В. Новое в теории движения автомобиля по дорогам с твердым покрытием. Методическая разработка. М.: ИПК Минавтосельхозмаш СССР, 1989.
3. Транспортные средства на высокоэластичных движителях / Н. Ф. Бочаров и др. — М.: Машиностроение, 1974.

УДК 621.436.031.3

Топливные насосы дизелей для сельскохозяйственных и транспортных машин

Канд.техн.наук Б.И.ЕРШОВ, студ. Ш.Б.ЕРШОВ (Гомельский политехн. ин-т)

Топливные насосы высокого давления (ТНВД) дизелей, именуемые инжекционными, несмотря на множество предложений и изобретений сохраняют свой первоначальный вид с присущими недостатками:

сложность обеспечения качества дозирования подачи топлива за цикл каждой секции насоса;

неоптимальная форма графика цикловой подачи топлива.

Относительно сложное и дорогое стендовое оборудование в условиях сельских мастерских часто отсутствует, по этой причине ремонт топливной аппаратуры для дизелей исключается или затрывается.

В этой связи представляет интерес новая конструкция ТНВД, которая показана на рис. 1. Насос может иметь 4, 6, 8 или 12 прецизионных плунжерных пар и

предназначен соответственно для дизелей разной мощности.

В основу конструкции положена кинематика эксцентрикового плунжерного насоса со сканирующим движением блока плунжеров.

Рассмотрим 6-плунжерный насос. Характерная для этой кинематики синусоидальная форма подачи топлива остается невостробованной, а используется существенно усеченная в начальной и конечной фазах часть упомянутого графика подачи.

Блок плунжеров 1 установлен на подшипнике эксцентрикового вала 2, к его торцевой поверхности прилегает распределительный диск 3. Согласно общим представлениям об объемных насосах, такой распределительный диск и подобный способ распределения жидкости следует именовать торцевыми. Свообразие кинематики, которая названа сканирующей, вносит в устройство распределительного диска свою специфику. Его лицевая сторона, обращенная к блоку плунжеров, может иметь напорные и безнапорные (всасывающие) окна, расположенные попарно.

Предлагаемая конструкция выполнена иначе. На упомянутом диске имеются окна В, подводящие топ-

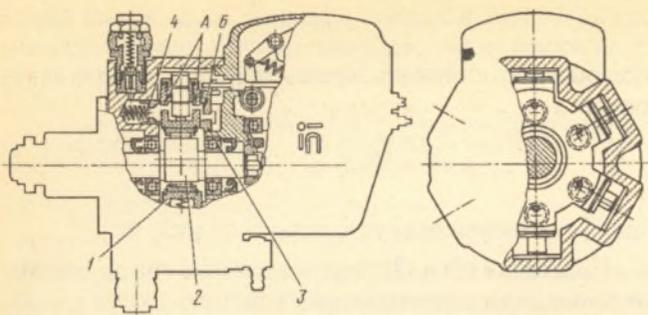


Рис. 1. Качающий узел топливного насоса (обозначения в тексте)

ливо к блоку плунжеров. Под высоким давлением топливо отводится через втулки 4, исполняющие роль устройств, обеспечивающих регламентированное соотношение прижимающих и отжимающих усилий в жидкостном слое между блоком плунжеров и распределительным диском. Топливо входит в камеру насоса с одной стороны и вытесняется через сквозное аксиальное сверление А с другой стороны блока. Окно В в форме вытянутого в радиальном направлении фрезерованного паза для наглядности можно представить вскрытым по внешнему габариту и заполняемым топливом из внутренней полости насоса.

В процессе работы насоса блок плунжеров совершает сканирующее движение, а окно А движется по круговой траектории, радиус которой равен величине эксцентриситета эксцентрикового вала 2. Прилегающий к блоку плунжеров диск 3 имеет ограниченный угловой поворот относительно собственной оси, кромки радиальных канавок В изменяют свое положение относительно следа траектории окна А. Угловой поворот диска 3 осуществляется механизмом управления, который практически полностью заимствован у насосов кулачкового типа, а традиционная рейка превращается в короткий шток с клиновидным устройством для поворота упомянутого диска 3.

Исходное положение механизма управления должно соответствовать нулевой подаче топлива. Это обеспечивается при таком взаимном расположении блока 2 и диска 3, когда след траектории сверления А за полный оборот эксцентрика не уходит за пределы кромки радиального паза В. Камеры насоса разгерметизированы, подача топлива отсутствует.

Воздействием на механизм управления и, как следствие, на угловое положение диска 3 достигается кратковременное удаление окна А за пределы кромки паза В. Это происходит на «гребне» синусоиды, т.е. в ее высшей точке. Камера на короткое время оказывается загерметизированной и происходит подача малой порции топлива, которое направляется через втулку 4 и обратный клапан, тоже заимствованный из существующих насосов, в форсунку дизеля.

Подобным образом достигается требуемая максимальная подача.

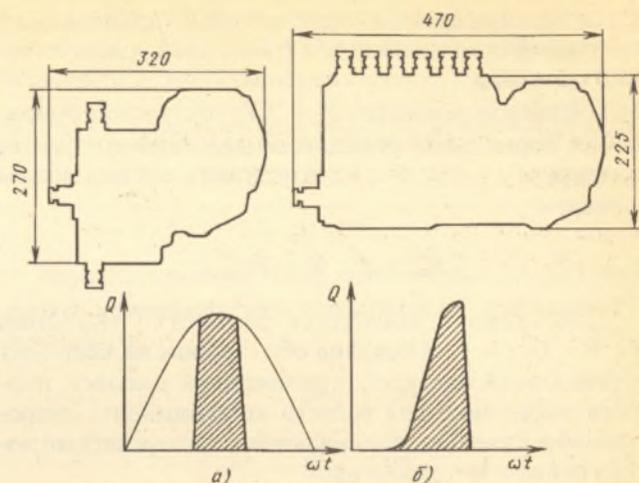


Рис. 2. Сравнительная оценка габаритных размеров и графиков цикловых подач топлива предлагаемого (а) и существующего (б) насосов

Цикловую подачу топлива вычисляют по усеченной с двух сторон площади синусоиды

$$Q = (e \omega F / 2 \pi) \int_{\alpha}^{180^{\circ}} \sin(\omega t) d(\omega t),$$

где α — угол отсечки подачи; ωt — угол поворота вала насоса; e , F — соответственно эксцентриситет и площадь сечения плунжера.

Длительность подачи топлива вычисляется по известной для кулачковых насосов формуле. Если полагать, что рабочий участок профиля кулачка равен примерно 35° , то в данном случае угол отсечки будет равен $72,5^{\circ}$ при рабочем ходе 35° ¹.

При заданном соотношении диаметра плунжера и эксцентриситета определяются геометрические размеры eF насоса.

На рис. 2 дано сопоставление габаритных размеров предлагаемого и существующего насосов и графиков их цикловых подач топлива. Из этого можно сделать заключение о том, что новая конструкция насоса имеет:

более высокую ремонтпригодность в условиях сельских мастерских;

более выраженный релейный характер графика цикловой подачи топлива в сравнении с подобным графиком кулачковых насосов;

благоприятное качество кинематически предопределенного опережения впрыска по мере нарастания частоты вращения вала дизеля;

сниженную (на 14—15 %) металлоемкость и несколько упрощенную технологию изготовления.

Совокупность перечисленных достоинств рассматриваемой конструкции топливного насоса может стать предпосылкой для улучшения рабочих характеристик существующих дизелей, в том числе используемых в сельхозмашинах, а также проектируемых двигателей.

¹ Топливная аппаратура автотракторных двигателей / В.И.Круглов и др. — М.: Машиностроение, 1985.