

## Список литературы

1. Афанасьев Л. Л., Дьяков А. В., Иларионов В. А. Конструктивная безопасность автомобиля. — М.: Машиностроение, 1983.
2. ГОСТ 22895—77. Тормозные системы автотранспортных средств. Технические требования. — М.: Изд-во стандартов, 1986.
3. Гуревич Л. В., Меламуд Р. А. Тормозное управление автомобиля. — М.: Транспорт, 1978.

4. Надежность гидравлических систем воздушных судов / Т. М. Башта и др. — М.: Транспорт, 1986.
5. Ротенберг Р. В. Основы надежности системы водитель — автомобиль — дорога — среда. — М.: Машиностроение, 1986.
6. Сидоренко В. Ю., Грибко Г. П. Некоторые результаты экспериментальных исследований динамики торможения одиночного трактора и трактор-

- ного поезда в аварийной ситуации // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. Вып. 2. — Минск: Высшая школа, 1982.
7. Сырицын Т. А. Надежность гидро- и пневмопривода. — М.: Машиностроение, 1981.
8. Фарбин Я. Е., Шупляков В. С. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок. — М.: Транспорт, 1983.

УДК 621.43.031.5

## Насос гидростатической трансмиссии

Канд-ты техн. наук Б. И. ЕРШОВ, С. М. МОВШОВИЧ, студент Ш. Б. ЕРШОВ (Гомельский политехн. ин-т)

В отечественной с.-х. технике применяют комбинированные трансмиссии, сочетающие традиционные механические узлы и агрегаты с агрегатами гидростатической передачи.

Создание полностью гидрофицированной трансмиссии затруднялось из-за отсутствия требуемых насосов и моторов. Применяемые гидроагрегаты ГСТ-90 для этих целей непригодны, поскольку мотор, входящий в комплектацию, низкомоментный и высокооборотный.

Гидромотор должен удовлетворять ряду противоречивых требований: обеспечивать требуемую тяговую нагрузку при условии размещения в габаритах колеса;

обладать качествами высоко- и низкомоментного моторов при движении в заданном диапазоне скоростей;

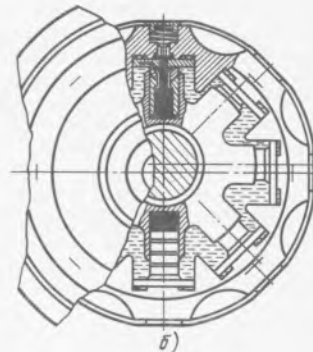
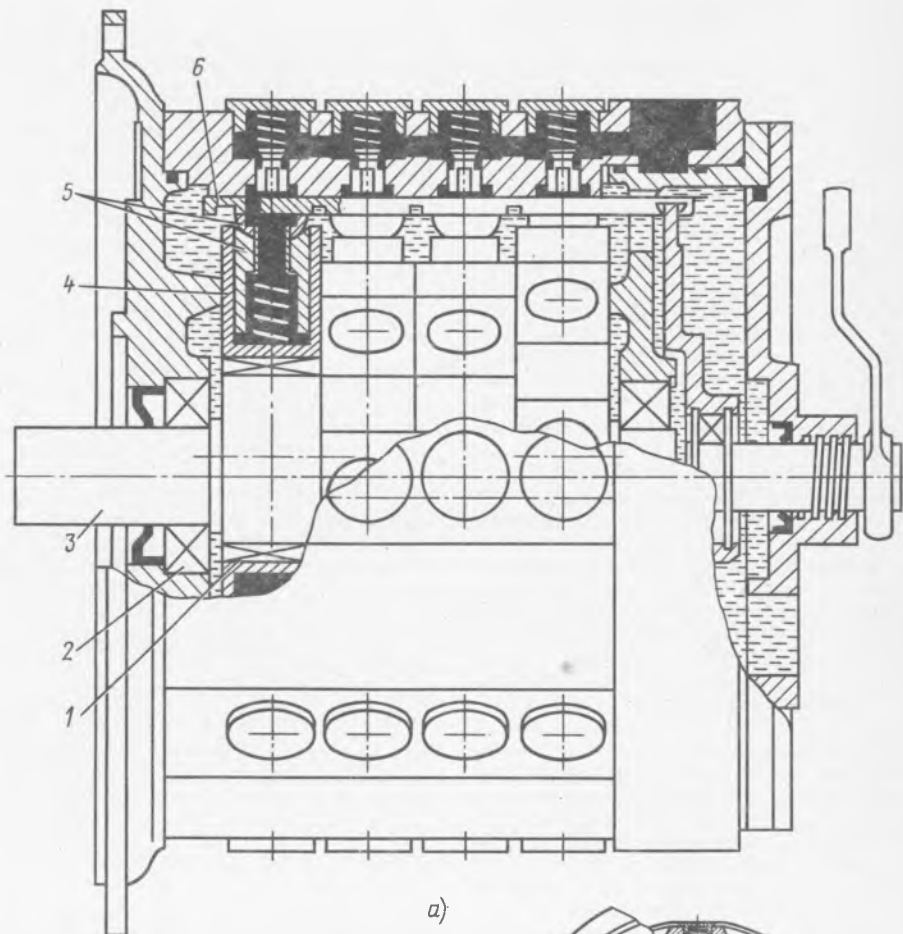
иметь высокую динамическую и статическую сбалансированность при требуемой долговечности.

Такими качествами обладает мотор со сканирующим (плоскопараллельным без вращения) движением блока цилиндров [1].

Насос гидрофицированной трансмиссии для обеспечения необходимого диапазона регулирования скорости движения рассматриваемой с.-х. техники должен иметь соответствующий запас мощности [2]. Особая роль трансмиссионного насоса исключает его работу при одновременном действии двух предельных параметров — максимального давления и максимального расхода жидкости. Условная, не подлежащая реализации гидравлическая мощность насоса определяется произведением значений потребляемой мощности и диапазона регулирования. Условность этого параметра должна быть учтена в конструкции таких деталей, как приводной вал и подшипники.

Предлагаемый для полностью гидрофицированной трансмиссии насос (рис. 1) разработан по схеме со сканирующим движением блока цилиндров (А. с. 1629592, СССР). Вал 3 насоса, установленный на подшипниках 2, и эксцентрик втулки с подшипниками 1 несут по блоку цилиндров 4. На рис. 1, б показано взаимодействие каждого блока с выступами корпуса, что обеспечивает им сканирующие движение. При таком движении блоков поршни совершают колебательное движение относительно опоры с амплитудой, равной по величине эксцентриситету.

Разворот двух крайних эксцентрик втулок на  $180^\circ$  относительно пары сред-



них при монтаже на шпонках обеспечивает работу соответствующих блоков в противофазе. Результирующая поршневых сил крайних блоков действует встречно по отношению к подобной силе двух средних блоков. При этом достигается попарное уравновешивание гидростатических и динамических нагрузок с разгрузкой коренных подшипников 2.

Поршни 5 блоков группируются для взаимодействия с подвижными пластинами 6, число которых равно числу поршней в блоке. Синхронное осевое смещение  $x$  пластин осуществляется с помощью винтового механизма, завершеного рычагом управления. Поршни трубчатой формы сочленяются с полусферой опорной линзы пустотелой деталью с двухсторонней развальцовкой. Обращенная к поршню поверхность пластины 6 имеет

Рис. 1. Продольный (а) и поперечный (б) разрезы регулируемого насоса со сканирующим движением блоков цилиндров, установленных на эксцентрик втулках с взаимным разворотом одной пары относительно другой на  $180^\circ$  (обозначения в тексте)

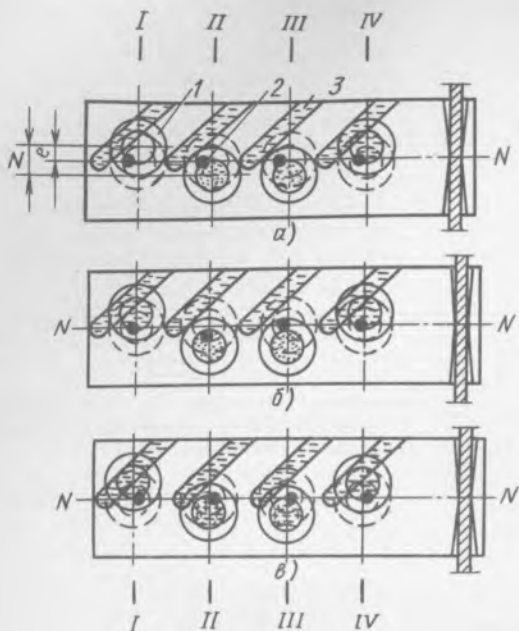


Рис. 2. Положения регулирующей пластины насоса, соответствующие полной (а), промежуточной (б) и нулевой (в) подаче  $Q$  жидкости: I—I, II—II, III—III, IV—IV — плоскости соответствующих блоков цилиндров;  $N-N$  — нейтральная плоскость; 1 — след опорной полушеры поршня; 2 — сквозное отверстие в пластине; 3 — наклонный паз на поверхности пластины, обращенной к поршню

наклонную к продольной оси фрезерованную канавку и сквозное отверстие.

На рис. 2 поясняется работа поршня и подвижной опорной пластины. След полушеры опорной линзы, взаимодействующей с упомянутыми элементами подвижной пластины, позволяет наблюдать процесс регулирования подачи жидкости. Трансмиссионный насос, как и ДВС, не имеет реверса вращения вала. Фазы всасывания с учетом специфики регулирования тоже нереверсивны. Наклонный к продольной оси фрезерованный паз обеспечивает подачу жидкости из корпуса в фазе всасывания, через отверстие в поршневом подпятнике к поршневой камере. В фазе нагнетания отверстие поршневого подпятника уходит из зоны наклонного паза и через сквозное отверстие в этой пластине жидкость, открывая клапан, поступает в напорную гидролинию.

**Полная подача насоса** ( $x=0$ ,  $Q=Q_{\max}$ ) — начало герметизации поршневой камеры — совпадает с началом цикла нагнетания (рис. 2, а). Кромка отверстия поршневого подпятника начинает удаляться от кромки наклонного паза пластины. Сквозное отверстие в пластине передает жидкость к напорному клапану и далее в соответствующую гидролинию.

**Промежуточная подача насоса** ( $x \neq 0$ ,  $Q < Q_{\max}$ ) — задается смещение пластины  $b$  (см. рис. 1). Разгерметизация поршневых камер кромкой наклонного паза не будет совпадать с моментом смены фазы в работе поршня (рис. 2, б). Подача жидкости отсекается в начале цикла нагнетания и в конце его.

**Нулевая подача насоса** ( $x=x_{\max}$ ,  $Q=0$ ) — разгерметизация происходит на протяжении всего цикла нагнетания (рис. 2, в).

Мгновенная подача жидкости при отсутствии регулирования записывается традиционным способом:

$$Q_i = Ke\omega F \sum \sin(\omega t + 2\pi i/z),$$

где  $K=4$  — число блоков;  $e, \omega, F$  — соответственно эксцентриситет, угловая частота, площадь сечения поршня;  $z$  —

число поршней;  $t$  — время;  $n$  — условие суммирования положительных значений  $\sin(\omega t + 2\pi i/z)$ .

В процессе регулирования подача жидкости отсекается на начальном и конечном участках синусоиды. Поэтому, вводя угол  $\alpha$ , можно вычислить среднюю регулируемую подачу:

$$Q_i = (Kze\omega F/2\pi) \int_{180-\alpha}^{\alpha} \sin \omega t d(\omega t).$$

На рис. 3 показаны регулировочная характеристика предлагаемого насоса, вычисленная по приведенной формуле, и — для сравнения — регулировочная характеристика, отражающая традиционные способы регулирования аксиальных или радиальных гидромашин. Характеристика 1 не имеет линейной связи с углом поворота рычага управления, но остается приемлемой для трансмиссионных насосов.

Нетрадиционные способы регулирования подачи сопровождаются изменением коэффициента ее неравномерности. Предлагаемый насос имеет четное число поршней. Частота пульсации потока, нарастающая по мере снижения подачи, имеет период  $2\pi/z$ . С учетом частоты вращения вала ДВС частота пульсаций в насосе достигает 260—300 Гц. Объем жидкости в подсоединенных к насосу гидромоторах и трубопроводах оказывает на нее демпфирующее действие. Малая амплитуда при относительно высокой частоте пульсаций потока не окажет существенного влияния на работоспособность гидростатической трансмиссии.

Для сравнительной оценки некоторых параметров выбран аксиальный насос НП-90 гидротрансмиссии ГСТ-90, применяемой в отечественной технике.

На рис. 4 серийно выпускаемый и предлагаемый насосы, равновеликие по рабочему объему ( $89 \text{ см}^3$ ), сравниваются по габаритам. Масса насоса НП-90 — 78 кг. Из рисунка видно, что у радиально-поршневого насоса габариты меньше — это делает возможным снижение его массы на 20—25 кг. Системы подпитки могут быть идентичными. Установка подпиточного насоса требует некоторого изменения конструкции задней крышки и переноса рычага управления подачей.

В обоих случаях КПД, расчленяемый на объемный и гидромеханический, по нашему мнению, не будет иметь существенных различий: сопоставляемые насосы имеют один тип — поршневой. Благоприятные условия работы поршневой группы предлагаемого насоса, обусловленные кинематикой со сканирующим движением блоков цилиндров, позволяют совместить грузонесущие и распределительные функции поршневого подпятника, выполненного в форме полушеры с центральным отверстием. Это обстоятельство в сочетании с тем, что теоретическое отсутствие подвижности в сферическом сочленении поршня с подпятником, создает предпосылки для повышения гидромеханического КПД при одинаково высоких значениях объемного КПД.

#### Список литературы

1. Ершов Б. И. Гидромотор для трансмиссии // Тракторы и сельхозмашины. — 1990, № 2.
2. Ершов Б. И. Гидростатические трансмиссии // Тракторы и сельхозмашины. — 1990, № 7.

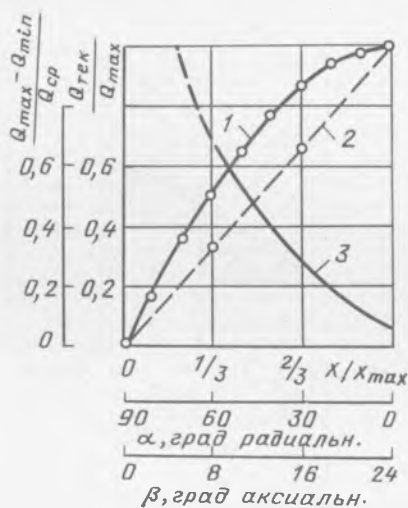


Рис. 3. Характеристики насосов: 1 — регулировочная предлагаемого насоса; 2 — фрагмент регулировочной характеристики аксиального насоса; 3 — коэффициент неравномерности подачи предлагаемого насоса

Рис. 4. Контуры насосов: 1 — аксиального НП-90; 2 — радиального с равновеликой аксиальному величиной рабочего объема

