



## РАЗРАБОТКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РЕДУКТОРНО-МУЛЬТИПЛИКАТОРНОГО ПРИВОДА МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ МАШИН

### Аннотация

В статье описан перевод простого насосного привода в разряд редукторно-мультипликаторного. Данное решение обеспечивает значительное снижение рабочего давления и установочной мощности насосов.

Разработаны варианты двухскоростного и трехскоростного насосного редукторно-мультипликаторного привода с использованием блочных дозаторов, выполняющих функции гидравлического редуктора при холостом ходе и функции гидравлического мультипликатора - при рабочем ходе.

**Ключевые слова:** гидравлический привод, редуктор, мультипликатор, блочный дозатор, снижение давления, снижение мощности, рабочий ход, холостой ход.

Гидравлический привод машин имеет широкое распространение, благодаря своим преимуществам, к которым относятся надежность функционирования, возможность непосредственного получения поступательного движения и другие [1]. Наиболее часто используются насосный и насосно-аккумуляторный приводы поступательного движения.

Важным достоинством насосного привода является его более высокий к.п.д. (0,6...0,85). Другие преимущества – отсутствие постоянно высокого давления в системе, малые габариты, простое управление [1,2]. Существенным недостатком этого привода является значительная установочная мощность насосов, которая не полностью используется на значительном интервале рабочего цикла. Для компенсации этого недостатка по возможности предусматривают кратковременную работу приводных электродвигателей насосов с перегрузкой, устанавливают насосы с несколькими ступенями давления и подачи, используют маховичный привод, снабжают привод мультипликатором и наполнительным баком.

Известно также, что эксплуатационные показатели простого насосного привода с насосами постоянной подачи можно повысить, сделав его редукторно-мультипликаторным [3,4]. Такой привод имеет равномерную загрузку насосов, меньшее рабочее давление насосов и как результат этого, меньшую установочную мощность приводных двигателей насосов. Указанный эффект имеет место как в одноцилиндровом приводе [3], так и в двухцилиндровом приводе [4]. В первом случае при холостом ходе используется одинарный гидравлический редуктор, при рабочем ходе – одинарный мультипликатор. Во втором случае при холостом ходе используется простой двоярный редуктор, при рабочем ходе – простейший двоярный мультипликатор. Во втором случае дополнительно обеспечивается синхронизация работы двух силовых цилиндров силового блока.

Указанный эффект можно получить, используя в схемах управления приводом блочные редукторы-мультипликаторы (блочные дозаторы), которые при холостом ходе выполняют функции редуктора, при рабочем ходе – функции мультипликатора [5, 6]. Использование одного устройства

вместо двух потребует меньших затрат на изготовление и при эксплуатации привода.

В одноцилиндровом приводе (рис. 1, а) используется одинарный блочный дозатор 4, основу которого составляют два соосно установленных цилиндра 9 и 10 с диаметрами плунжеров  $d$  и  $D$  ( $d < D$ ), соответственно. При подаче жидкости в цилиндр 10 и вытеснении её из цилиндра 9 дозатор работает как мультипликатор с коэффициентом мультипликации (усиления)  $k_M$ , с равным:

$$k_M = D^2/d^2. \quad (1)$$

При подаче жидкости в цилиндр 9 с вытеснением её из цилиндра 10, дозатор работает как редуктор с коэффициентом редукции  $k_P$ , равным:

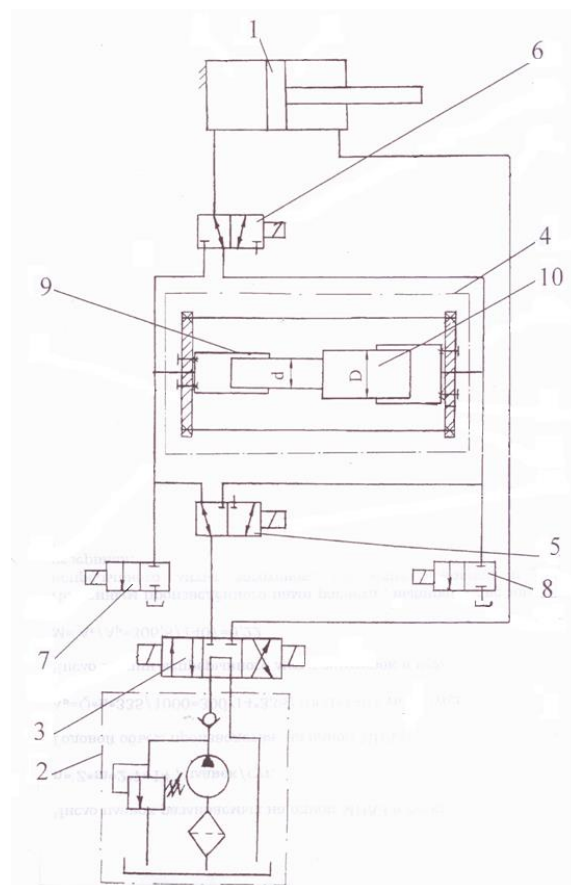
$$k_P = d^2/D^2. \quad (2)$$

При этом, в соответствии с (1) и (2)  $k_M$  и  $k_P$  связаны зависимостью

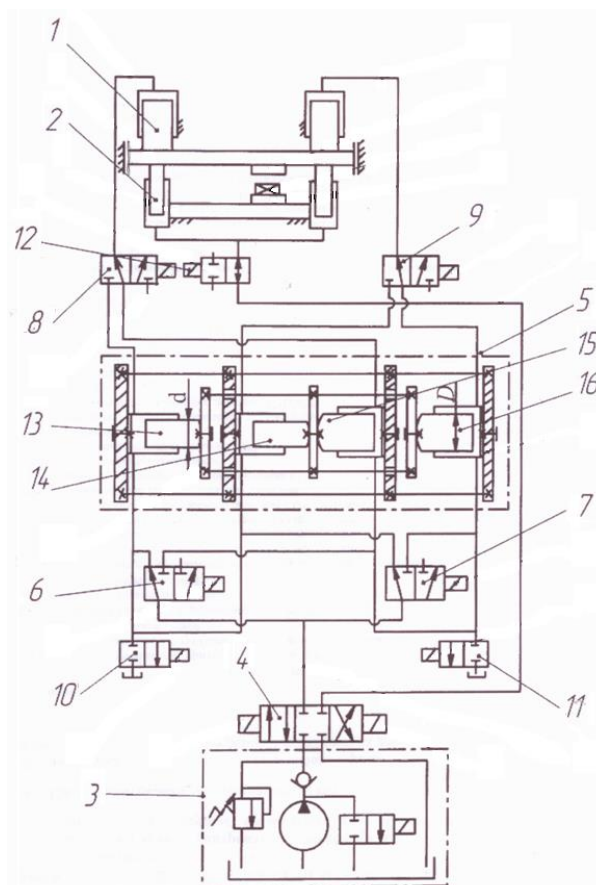
$$k_M \cdot k_P = 1. \quad (3)$$

В двухцилиндровом приводе (рис. 1, б) используется двоянный блочный дозатор 5, основу которого составляют четыре соосно установленных плунжерных цилиндра, два из которых 13 и 14 с диаметром плунжеров  $d$  и два 15 и 16 с диаметром  $D$  ( $D > d$ ). Плунжеры всех цилиндров жёстко связаны между собой, образуя блок подвижных элементов, все корпуса цилиндров образуют неподвижный блок. Если при работе входными являются цилиндры 13 и 14, то дозатор работает как редуктор, если входными являются цилиндры 15 и 16, то дозатор работает как мультипликатор. При этом коэффициенты мультипликации и редукции определяются зависимостями (1) и (2), соответственно, а их взаимосвязь – зависимостью (3).

Варианты схем с блочными дозаторами представлены на рисунке 1. [5, 6].



**а**



**б**

Рисунок 1. Схемы трёхскоростного (а) и двухскоростного (б) редукторно-мультипликаторных приводов с блочными редуктор-мультипликаторами (дозаторами)

В приводе с одноцилиндровым силовым блоком (рис. 1, а) используется силовой цилиндр 1, насосная станция 2, реверсивный золотник 3, блочный дозатор 4, два двухпозиционные трёхходовые золотники 5 и 6 и два отсечные золотники 7 и 8. Переключает привод с прямого хода на обратный реверсивный золотник. Схема обеспечивает трёхскоростной режим работы привода при прямом ходе.

Первая ступень скорости  $V_{HP}$  (редукторная) обеспечивается подачей жидкости от золотника 3 через золотник 5 в полость цилиндра 9 дозатора 4, с последующим вытеснением её из полости цилиндра 10 через золотник 6 в поршневую полость силового цилиндра. При этом скорость  $V_{HP}$  и давление  $P_{HP}$ , развиваемое насосом, будут определяться как:

$$V_{HP} = \frac{V}{k_p} \quad P_{HP} = \frac{P_x}{k_p}, \quad (4)$$

где  $V = \frac{Q_H}{F}$  - скорость поршня при подаче жидкости в силовой цилиндр непосредственно от насоса;  $Q_H$  - подача насоса;  $F$  - площадь поршня силового цилиндра;  $P_x = \frac{R_x}{F}$  - давление в силовом цилиндре при холостом ходе;  $R_x$  - усилие холостого хода.

Вторая ступень скорости  $V$  (насосная) после переключения золотника 6 обеспечивается подачей жидкости через золотники 5 и 6 в поршневую полость силового цилиндра. При этом жидкость  $V$  и давление  $P_H$ , развиваемое насосом:

$$V = \frac{Q_H}{F} \quad P_H = \frac{R_p}{F}, \quad (5)$$

где  $R_p$  - усилие рабочего хода на данном перемещении.

Зависимости (5) справедливы для простого насосного привода на всей величине прямого хода.

Третья ступень скорости  $V_{HM}$  (мультипликаторная) обеспечивается подачей жидкости через золотник 5, после его переключения, в полость цилиндра 10 дозатора с последующим вытеснением её из полости цилиндра 9 через золотник 6 в поршневую по-

лость силового цилиндра. При этом скорость  $V_{HM}$  и максимальное давление  $P_{HM}$ , развиваемое насосом:

$$V_{HM} = \frac{V}{k_M} \quad P_{HM} = \frac{P_{max}}{k_M}, \quad (6)$$

где  $P_{max} = \frac{R_{max}}{F}$  - максимальное давление в силовом цилиндре при рабочем ходе;  $R_{max}$  - максимальное усилие рабочего хода.

Возврат подвижного блока дозатора в исходное положение происходит при обратном ходе поршня силового цилиндра. При этом жидкость от реверсивного золотника после его переключения подаётся в штоковую полость силового цилиндра 1 и вытесняется из поршневой полости в полость цилиндра 9 или 10 дозатора (зависит от конечной позиции блока плунжеров дозатора по отношению к исходной). Жидкость из противоположного дозатора сливается при этом через отсечный золотник 7 или 8, соответственно.

В приводе с двухцилиндровым блоком (рис. 1, б) используются два силовых цилиндра 1, два возвратных - 2; насосная станция 3, реверсивный золотник 4, сдвоенный блочный дозатор 5, четыре трёхходовые трёхпозиционные золотники 6, 7, 8 и 9, три отсечных золотника 10, 11 и 12.

Привод с прямого хода на обратный переключает реверсивный золотник 4. Схема обеспечивает двухскоростной режим работы при прямом ходе.

Первая ступень скорости  $V_{HP}$  обеспечивается подачей жидкости от золотника 4 через золотники 6 и 7 в полости цилиндров дозатора 13 и 14, соответственно, с последующим вытеснением её из полостей цилиндров 15 и 16 в силовые цилиндры 1 раздельно через золотники 8 и 9. При этом  $V_{HP}$  и давление  $P_{HP}$ , развиваемое насосом определяется зависимостями (4), в которых  $V = \frac{Q_H}{2F}$  - скорость прямого хода при подаче жидкости от насосов непосредственно в силовые цилиндры;  $P_x = \frac{R_x}{2F}$  - среднее давление в силовых цилиндрах при холостом ходе.

Вторая ступень скорости  $V_{нм}$  обеспечивается подачей жидкости через золотники 6 и 7, после их переключения, в полости цилиндров 15 и 16 дозатора с последующим вытеснением её из полостей цилиндров 13 и 14, отдельно через золотники 8 и 9, также после их переключения, в силовые цилиндры. При этом скорость  $V_{нм}$  и давление  $P_{нм}$ , развиваемое насосом будут определяться зависимостями (6), в которых

$$P_{\max} = \frac{R_{\max}}{2F}$$

среднее максимальное давление в силовых цилиндрах при рабочем ходе.

Возврат подвижных элементов дозатора в исходное положение осуществляется с использованием жидкости сливаемой из силовых цилиндров при обратном ходе, когда жидкость от насоса через реверсивный золотник подаётся в возвратные цилиндры 2. Взаимодействие элементов схемы в этом случае подобно трёхскоростному приводу.

### Заключение

Перевод простого насосного привода в разряд редукторно-мультипликаторного с использованием блочных дозаторов обеспечивает значительное снижение рабочего давления и установочной мощности насосов.

Снижение рабочего давления насосов позволяет разрабатывать насосные приводы на основе недорогих насосов среднего давления – шестерённых и пластинчатых. Особенно эффективно использование редукторно-мультипликаторного привода при относительно большом значении холостого хода и относительно низком его давлении, а также при плавном возрастании давления рабочего хода. Использование блочных дозаторов значительно снижает состав элементов привода.

### Библиографический список

1. Добринский Н.С. Гидравлический привод прессов / Н.С. Добринский. – М.: Машиностроение, 1975.-222 с.
2. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. – М.: Машиностроение, 1991.-384 с.
3. Разработка и исследование гидравлического редукторно-мультипликаторного привода металлургических машин / А.П. Потапенков, С.С. Пилипенко, Ю.Г. Серебренников и др. // Известия вузов. Чёрная металлургия. – 2009. - №8. – С.54-59.
4. Разработка и исследование двухцилиндрового гидропривода металлургических машин / А.П. Потапенков, С.С. Пилипенко, С.М. Степанов и др. // Известия вузов. Чёрная металлургия. – 2011. - №2. – С.58-62.
5. Гидравлический пресс: пат. РФ №2206456 / А.П. Потапенков, В.М. Чернобай, О.В. Миняков: Норильский индустр. ин-т: Заявл. 03.06.1999; опубл. 20.06.2003.
6. Гидравлический пресс: пат. РФ №2258609 / А.П. Потапенков, В.М. Чернобай, С.С. Пилипенко и др.: Норильский индустр. ин-т: Заявл. 23.06.2003; опубл. 20.08.2005.