

# ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ГИДРОПРИВОДА ПРЕССА С ЦЕЛЬЮ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ

Д. Ю. Мицура, Ю. А. Андреев

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь*

Научный руководитель Д. Л. Стасенко

Одним из важнейших требований, предъявляемых к проектируемым изделиям в настоящее время является оптимальное использование ресурсов и рациональное энергопотребление [1]. Гидропривод имеет довольно низкий КПД в сравнении с другими видами привода. Поэтому проведение работ по оптимизации привода и его составных частей является актуальной задачей как в практической, так и теоретической.

Целью исследования является обоснование использования сдвоенных насосов, настроенных на разную подачу и давление в гидроприводах прессов для энергосбережения.

С целью уменьшения энергопотребления в некоторых гидроприводах может применяться рекуперация и аккумуляция энергии, при этом используются разные устройства и механизмы, преобразующие какой-либо вид энергии в энергию гидравлическую [2]. Также в некоторых гидросистемах, в частности, в прессовом оборудовании для уменьшения количества потребляемой энергии могут использоваться системы компенсации давления, либо многопоточные насосы [3].

В качестве гидродвигателя в гидроприводе используется гидроцилиндр, выходным звеном которого (и гидропривода в целом) является шток. Для упрощения принимаем следующие допущения: пренебрегаем всеми видами потерь энергии в гидроприводе (включая потери энергии в гидромашинах), инерционностью и жесткостью элементов гидропривода и возможным отличием давления в баке гидропривода от атмосферного. Указанные допущения, как правило, не изменяют сути конечных результатов. Зависимость давления в поршневой полости гидроцилиндра от отхода штока (координаты)  $p = f(z)$  такова, что увеличению координаты  $z$  штока гидроцилиндра на всем протяжении его рабочего хода соответствует увеличение давления  $p$  (рис. 1) [1].

При превышении давлением в напорной гидролинии привода заданной величины происходит разгрузка насоса от работы под давлением. В результате расход рабочей жидкости, поступающей в напорную линию (и далее – к гидродвигателям) от насосов, ступенчато уменьшается, и наоборот.

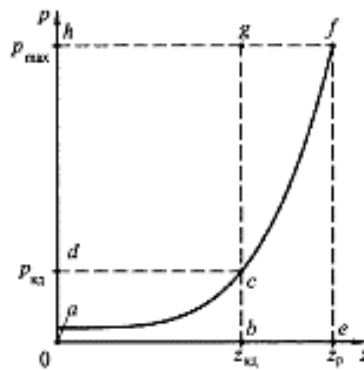


Рис. 1. Зависимость давления в поршневой полости гидроцилиндра от координаты

Для простейшего случая, питания гидропривода рабочей жидкостью под давлением, используются два нерегулируемых насоса Н1 и Н2 с приводом от общего двигателя (рис. 2, а).

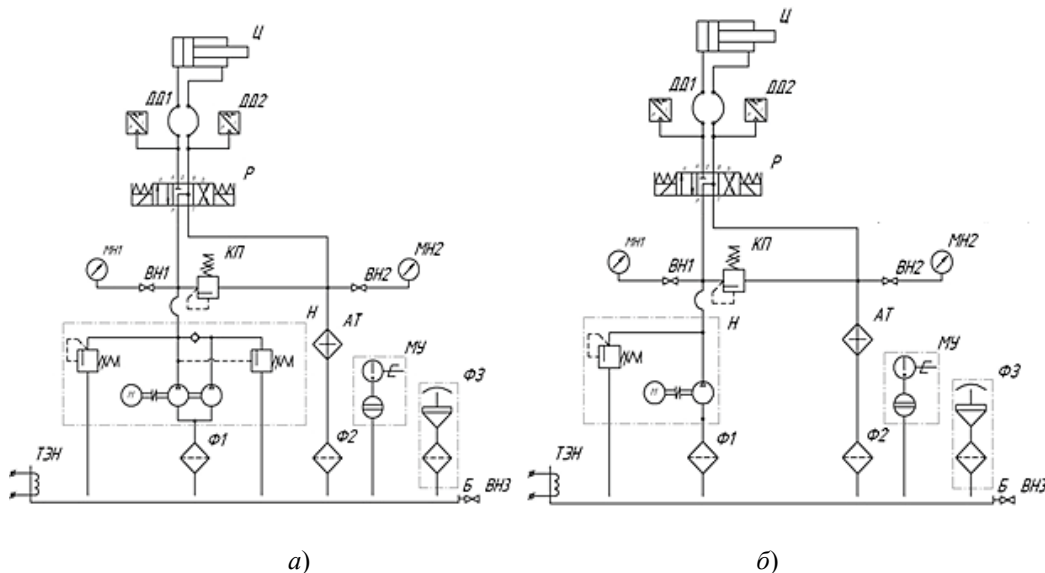


Рис. 2. Гидросхема привода пресса:  
а – со двоянным насосом; б – с одним насосом

Промежуток времени  $t_1$ , в течение которого шток гидроцилиндра перемещается на расстояние  $z_{кд}$  с соответствующим давлением в напорной линии  $p_{кд}$ , и промежуток времени  $t_2$ , в течение которого шток гидроцилиндра проходит оставшуюся часть  $z_p - z_{кд}$  рабочего хода, составляет [1]:

$$t_1 = \frac{S z_{кд}}{Q_{Н1} + Q_{Н2}}; \quad t_2 = \frac{S(z_p - z_{кд})}{Q_{Н1}},$$

где  $Q_{Н1}$ ,  $Q_{Н2}$  – подачи насосов, соответственно, Н1 и Н2;  $S$  – площадь поршня.

Для выполнения рабочего хода штока гидроцилиндра за промежуток времени  $t_{р1}$  при использовании в качестве источника питания гидропривода одного насоса (рис. 2, б), подача  $Q_{Н1}$  и его мощность  $N_{уст1}$  при принятых допущениях должны быть равны:

$$Q_n = \frac{Sz_p}{t_{p1}}; \quad N_{уст1} = Q_n p_{max}; \quad t_{p1} = \frac{Sz_p p_{max}}{N_{уст1}},$$

где  $z_p$  – длина рабочего хода штока гидроцилиндра;  $p_{max}$  – максимальное давление в напорной линии гидропривода, необходимое для преодоления внешней нагрузки на штоке гидроцилиндра во время выполнения рабочей операции.

Продолжительность выполнения рабочей операции  $t_{p2}$  при использовании в гидроприводе двух насосов (рис. 2, а), установочная мощность  $N_{уст2}$  гидропривода с двумя насосами со ступенчатым изменением расхода рабочей жидкости равны:

$$t_{p2} = S \left[ \frac{z_{кд}}{Q_{н1} + Q_{н2}} + \frac{z_p - z_{кд}}{Q_{н1}} \right]; \quad N_{уст2} = (Q_{н1} + Q_{н2}) p_{кд} = Q_{н1} p_{max}.$$

Оценка эффективности использования одного двухступенчатого насоса в сравнении с одним нерегулируемым производится по критерию  $D$ :

$$\frac{t_{p2}}{t_{p1}} = \frac{N_{уст1}}{N_{уст2}} = D.$$

Если рассматривать результат деления  $D$  как сумму перемещений поршня гидроцилиндра за определенные промежутки времени, то выражения являются справедливыми при любом характере зависимости изменения в напорной линии  $p$  от перемещения штока  $z$ .

Для выполнения расчетов по данной методике для двух систем в качестве исходных данных используются следующие общие значения: подача насоса  $Q_n = 2,82$  л/мин; площадь поршня  $S = 7850$  см<sup>2</sup>; ход поршня  $z_p = 300$  мм; максимальное давление в системе  $p_{max} = 43$  МПа.

Для выполнения расчетов по данной методике в качестве исходных данных для системы с одним двухступенчатым насосом используются значения: подача насоса ступени высокого давления  $Q_{н1} = 2,82$  л/мин; подача насоса ступени низкого давления  $Q_{н2} = 8,601$  л/мин; давление срабатывания клапана  $p_{кд} = 16$  МПа; холостой ход штока  $z_{кд} = 150$  мм.

Результаты расчета гидросистемы с одним насосом: полное время выполнения операции  $t_{p1}$  составляет 50 с, при этом потребная мощность для привода насоса  $N_{уст1}$  составляет 2021 Вт, а в пересчете на время работы привода энергозатраты составляют  $N_1 = 28,069$  Вт · ч.

Результаты расчета гидросистемы с одним двухступенчатым насосом время холостого хода  $t_1$  и время запрессовки  $t_2$  составляют 6,188 и 25,05 с, соответственно, а полное время выполнения операции  $t_{p2} = 31,2$  с; потребная приводная мощность насоса  $N_{уст2} = 3045$  Вт, а в пересчете на время работы привода энергозатраты –  $N_2 = 26,22$  Вт · ч.

Оценка эффективности использования двухступенчатого насоса в сравнении с использованием одноступенчатого насоса производится как по параметрам энергоэффективности, так и по затраченному времени на выполнение технологической операции:

$$D_{уст} = \frac{N_{уст2}}{N_{уст1}} = \frac{3045}{2021} = 1,507; \quad D_t = \frac{t_{p2}}{t_{p1}} = \frac{31,2}{50} = 0,624; \quad D_N = \frac{N_2}{N_1} = \frac{26,22}{28,069} = 0,934.$$

При выборе между однонасосным и двухступенчатым гидроприводом следует выбирать наиболее значимый для данной установки критерий: время выполнения технологической операции, потребная мощность или энергозатратность.

В данном случае применение двухступенчатого насоса дает выигрыш по скорости – операция выполняется на 62,4 % быстрее, но такая система потребляет энергии на 50,7 % больше, однако энергозатратность при этом на 6,6 % меньше.

Таким образом, применение в гидроприводе, работающем при переменной нагрузке, вместо одного двух нерегулируемых насосов (с приводом от общего двигателя), один из которых разгружается от давления при превышении давлением в напорной линии гидропривода определенного значения, позволяет при неизменном времени выполнения рабочей операции понизить установочную мощность приводящего двигателя и гидропривода в целом, а при неизменной установочной мощности приводящего двигателя и гидропривода – обеспечить выполнение рабочей операции за меньшее время. Указанный положительный эффект (который увеличивается при увеличении количества ступеней изменения расхода рабочей жидкости, поступающей к гидродвигателю) связан с более рациональным использованием мощности приводящего двигателя при применении разгружаемых от давления насосов: благодаря им, при пониженных значениях нагрузки на выходном звене гидропривода обеспечивается движение с повышенной скоростью.

#### Л и т е р а т у р а

1. Гойдо, М. Е. Проектирование объемных гидроприводов / М. Е. Гойдо. – М. : Машиностроение, 2009. – 304 с.
2. Щербаков, В. Ф. Энергосберегающие гидроприводы строительных и дорожных машин / В. Ф. Щербаков. – ООО «СДМ–Пресс» ; Строительные и дорожные машины, 2018.
3. Андренко, П. Н. Общие вопросы промышленной гидравлики и пневматики / П. Н. Андренко, З. Я. Лурье : Харьков. политехн. ин-т, Промислова гідроліка і пневматика, 2016.