



Журнал индексируется системами РИНЦ и Google Scholar.
Сведения о журнале публикуются в международной системе «Ulrich's Periodicals Directory»

Редакционная коллегия

Главный научный редактор

Корчунов А.Г. – Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, профессор, доктор технических наук.

Заместитель главного научного редактора

Анцупов В.П. – Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, профессор, доктор технических наук.

Бобарикин Ю.Л. – Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого, доцент, кандидат технических наук, г. Гомель, Республика Беларусь.

Горбатюк С.М. – Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС» (Университет науки и технологий МИСиС), профессор, доктор технических наук.

Кузьминов А.Л. – Череповецкий государственный университет, профессор, доктор технических наук.

Раскатов Е.Ю. – Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, профессор, доктор технических наук.

Томило В.А. – Белорусский национальный технический университет, профессор, доктор технических наук, г. Минск, Республика Беларусь.

Ответственный редактор

Слободянский М.Г. – Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, доцент, кандидат технических наук.

Журнал основан в 2012 г.
Периодичность выхода – 2 номера в год.

Адрес издателя:

455000, Челябинская обл.,
г. Магнитогорск,
пр. К. Маркса, 45/2,
ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»,
издательский центр.

Адрес типографии:

455000, Челябинская обл.,
г. Магнитогорск,
пр. Ленина, 38,
ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»,
участок оперативной полиграфии.

Выход в свет 31.07.2025. Заказ 257.
Тираж 300 экз.

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

<p>А.М. Милукова, И.А. Богданович, Л.Л. Сотник, А.А. Лях, А.В. Комар Исследование свойств стали после комбинированной упрочняющей обработки</p>	3	<p>A.M. Milyukova, I.A. Bogdanovich, L.L. Sotnik, A.A. Lyakh, A.V. Komar Study of properties of steel after combined hardening treatment</p>	3
<p>Д.В. Константинов, М.А. Шекшеев, М.А. Полякова Восстановление деталей машин лазерной наплавкой порошка TRIP-стали и компьютерное моделирование их обработки и эксплуатации</p>	11	<p>D.V. Konstantinov, M.A. Sheksheev, M.A. Polyakova Restoration of machine parts by laser surfacing of TRIP steel powder and computer modeling of their processing and operation</p>	11
<p>В.В. Столяров Холодная прокатка сплава с памятью формы, сопровождаемая импульсным током</p>	17	<p>V.V. Stolyarov Cold rolling of shape memory alloy accompanied by pulsed current</p>	17
<p>М.П. Шишкарёв Выбор оптимальной величины коэффициента усиления адаптивных фрикционных муфт</p>	24	<p>M.P. Shishkarev Selecting the optimal value of the gain coefficient of adaptive friction clutches</p>	24
<p>Н.Ш. Тютеряков Моделирование и расчет распределения температуры в линейках валковой арматуры при взаимодействии с прокатываемой полосой</p>	35	<p>N.Sh. Tyuteryakov Modeling and calculation of temperature distribution in roller reinforcement lines during interaction with rolling strip</p>	35
<p>М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов О редуцировании давления с использованием гидропреобразователя вращательного движения</p>	41	<p>M.E. Goydo, V.V. Bodrov, R.M. Bagautdinov About pressure reduction using a rotary motion hydraulic converter</p>	41



УДК 621.979-82

М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов
ООО «Уральский инженеринговый центр»
г. Челябинск, Россия
E-mail: goido@cheltec.ru
Дата поступления 04.04.2025

О РЕДУЦИРОВАНИИ ДАВЛЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГИДРОПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

Аннотация

При необходимости понижения (редуцирования) давления для части гидроприводов, к которым рабочая жидкость подается от общего гидравлического источника питания постоянного давления, предложено для снижения потерь мощности в гидросистеме использовать вместо редуцирующего клапана гидропреобразователь вращательного движения, состоящий из гидромотора и насоса, валы которых соединены между собой. Рассмотрены три варианта подключения каналов гидропреобразователя к напорной гидролинии, в которой поддерживается постоянное давление, к гидролинии, соединенной с питательным гидробаком, и к исполнительной гидролинии, в которой должно поддерживаться редуцированное давление. Для каждого из этих вариантов при ряде допущений получены формулы для расчета потерь мощности. Установлен вариант подключения каналов гидропреобразователя, которому при прочих равных условиях соответствуют наименьшие потери мощности.

Ключевые слова: гидросистема с источником питания постоянного давления, редуцирование давления, гидро-преобразователь вращательного движения, потери мощности.

Введение

В гидросистемах машин и агрегатов всевозможного назначения достаточно часто от одного гидравлического источника питания постоянного давления $p_{\text{пит}}$ (насосной установки или насосно-аккумуляторной станции) осуществляется подача рабочей жидкости к нескольким гидродвигателям. При этом для работы некоторых из гидродвигателей требуется пониженное (редуцированное) давление $p_{\text{ред}} : p_{\text{ред}} < p_{\text{пит}}$ [1]. Как правило, для понижения давления от значения $p_{\text{пит}}$ до требуемого значения $p_{\text{ред}}$ используют редуцирующий клапан. Однако, при протекании рабочей жидкости через редуцирующий клапан происходят потери мощности $N_{\text{пот.кл}}$, равные:

$$N_{\text{пот.кл}} = Q_{\text{ред}} (p_{\text{пит}} - p_{\text{ред}}) = Q_{\text{ред}} p_{\text{ред}} \left(\frac{p_{\text{пит}}}{p_{\text{ред}}} - 1 \right), \quad (1)$$

где $Q_{\text{ред}}$ — расход рабочей жидкости через редуцирующий клапан.

Указанные потери мощности могут быть весьма значительными.

В качестве примера рассмотрим горизонтальный гидравлический пресс модели П4707 с номинальным усилием 35 МН производства Уральского завода тяжелого машиностроения [2]. Подача рабочей жидкости, в качестве которой используется вода, в гидросистему данного пресса осуществляется от насосно-аккумуляторной станции (НАС) с номинальным давлением 32 МПа. При этом для осуществления обратного движения ползуна (прессующей траверсы) и прошивной траверсы, перемещений контейнеродержателя, стола мундштука, затвора мундштука, ножей ножниц и отделителя прессостатка указанное давление при работе пресса необходимо при изготовлении любой продукции. Что же касается рабочих гидроцилиндров ползуна и прошивной траверсы, то давление в них не должно превышать определенное значение (для исключения поломки инструмента), которое в соответствии с требованиями технологического процесса прессования может варьироваться в пределах от 15 МПа до 32 МПа.

Для ограничения давления рабочей жидкости, подаваемой в рабочие гидроцилиндры ползуна и прошивной траверсы, в гидросистеме пресса П4707 используется редукционный клапан.

Согласно техническим характеристикам работы пресса П4707 максимальная скорость рабочего хода ползуна составляет 20 мм/с. При такой скорости рабочего хода ползуна расход рабочей жидкости, которая должна поступать в его рабочий гидроцилиндр, имеющий плунжер с диаметром 1250 мм, без учета перетечек и сжимаемости жидкости составляет 1472,62 л/мин.

При $Q_{ред} = 1472,62$ л/мин, $p_{пит} = 32$ МПа и $p_{ред} = 15$ МПа в соответствии с выражением (1) получаем следующее значение потерь мощности при протекании рабочей жидкости через редукционный клапан:

$$N_{пот.кл} = 417,24 \text{ кВт}.$$

Указанные потери мощности сопровождаются увеличением температуры рабочей жидкости (воды), прошедшей через редукционный клапан, на 4,08 °С.

Этих потерь мощности можно избежать, если для питания рабочих гидроцилиндров ползуна и прошивной траверсы использовать индивидуальную НАС с регулируемым давлением на ее выходе [3, 4].

Основная часть

Потери мощности при редуцировании давления можно ощутимо уменьшить, если для понижения давления вместо редукционного клапана использовать гидропреобразователь вращательного движения, состоящий из гидромотора и насоса, валы которых соединены между собой, а одна из указанных гидромашин является регулируемой [5, 6]. Выполнение регулируемой одной из гидромашин (насоса или гидромотора), входящих в состав гидропреобразователя, позволяет регулировать значение $p_{ред}$ редуцированного давления путем изменения рабочего объема этой гидромашин.

Далее по тексту рассмотрен случай, когда регулируемым является насос, входящий в состав гидропреобразователя. Регулируемый насос может быть выполнен с

ручным или с пропорциональным электрогидравлическим управлением.

Возможны следующие три варианта подключения каналов гидропреобразователя ГП вращательного движения к напорной гидролинии P НАС, в которой поддерживается постоянное давление $p_{пит}$, к гидролинии T , соединенной с питательным гидробаком НАС, в котором жидкость находится под атмосферным давлением, и к исполнительной гидролинии A , в которой должно поддерживаться давление $p_{ред}$:

первый вариант — входной канал гидромотора M соединен с напорной гидролинией P , напорный канал насоса H соединен с исполнительной гидролинией A , а выходной канал гидромотора M и всасывающий канал насоса H соединены с гидролинией T (рисунок 1а);

второй вариант — входной канал гидромотора M соединен с напорной гидролинией P , выходной канал гидромотора M и напорный канал насоса H соединены с исполнительной гидролинией A , а всасывающий канал насоса H соединен с гидролинией T (рисунок 1б);

третий вариант — входной канал гидромотора M и напорный канал насоса H соединены с напорной гидролинией P , выходной канал гидромотора M соединен с исполнительной гидролинией A , а всасывающий канал насоса H соединен с гидролинией T (рисунок 1в).

Выполним для вышеуказанных вариантов подключения каналов гидропреобразователя ГП к гидролиниям P , T и A сравнение значений потерь мощности, которые происходят при понижении давления от значения $p_{пит}$ до значения $p_{ред}$ при расходе рабочей жидкости при редуцированном давлении $p_{ред}$, равном $Q_{ред}$.

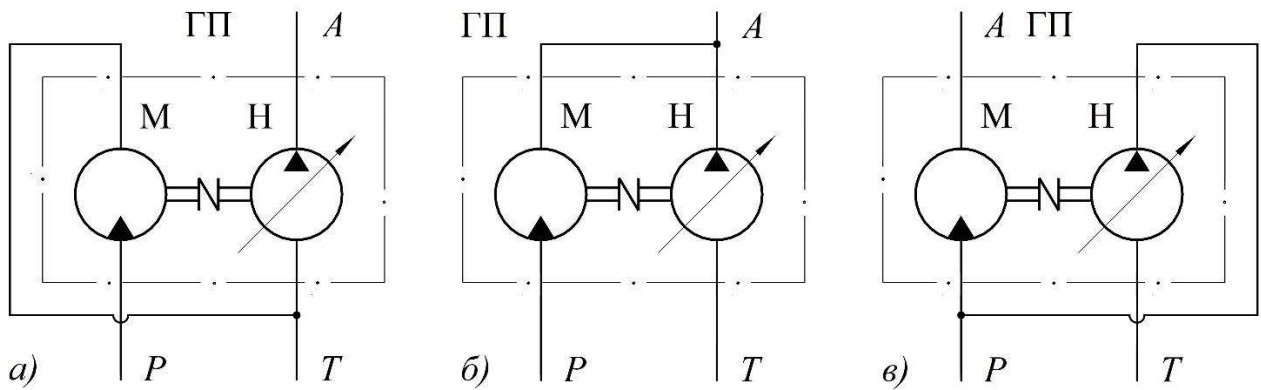


Рисунок 1. Варианты подключения каналов гидропреобразователя ГП к напорной гидролинии P , в которой поддерживается постоянное давление питания $p_{\text{пит}}$, к гидролинии T , соединенной с питательным гидробаком, и к исполнительной гидролинии A , в которой должно поддерживаться редуцированное давление $p_{\text{ред}}$, с поступлением рабочей жидкости в гидролинию A : от насоса H (а), от гидромотора M и насоса H (б), от гидромотора M (в)

Сравнение проведем в предположении, что избыточное давление в гидролинии T равно нулю, а значения коэффициентов полезного действия (КПД) гидромотора M и насоса H не зависят от варианта подключения их каналов к гидролиниям P , T и A и условий работы гидропреобразователя.

Для первого варианта подключения каналов гидропреобразователя ГП к гидролиниям P , T и A (см. рисунок 1а) рабочие объемы q_{H} насоса H и q_{M} гидромотора M , входящих в состав гидропреобразователя, в силу равенства вращающих моментов на их валах связаны соотношением:

$$q_{\text{H}} = q_{\text{M}} \frac{p_{\text{пит}}}{p_{\text{ред}}} \eta_{\text{M,ГМ}} \eta_{\text{H,ГМ}}, \quad (2)$$

где $\eta_{\text{M,ГМ}}$, $\eta_{\text{H,ГМ}}$ — значения гидромеханических КПД соответственно гидромотора M и насоса H .

При расходе $Q_{\text{H}} = Q_{\text{ред}}$ рабочей жидкости на выходе насоса H и, соответственно, гидропреобразователя ГП расход $Q_{\text{M,вх}}$ рабочей жидкости на входе гидромотора M в связи с равенством частот вращения валов гидромотора M и насоса H составляет:

$$Q_{\text{M,вх}} = Q_{\text{ред}} \frac{p_{\text{ред}}}{p_{\text{пит}} \eta_{\text{M}} \eta_{\text{H}}}, \quad (3)$$

где η_{M} , η_{H} — значения полных КПД соответственно гидромотора M и насоса H .

Мощности потока рабочей жидкости на входе $N_{\text{вх}}$ гидропреобразователя и на его выходе $N_{\text{вых}}$ определяются следующим образом:

$$N_{\text{вх}} = Q_{\text{M,вх}} p_{\text{пит}} = Q_{\text{ред}} \frac{p_{\text{ред}}}{\eta_{\text{M}} \eta_{\text{H}}}; \quad (4)$$

$$N_{\text{вых}} = Q_{\text{ред}} p_{\text{ред}}. \quad (5)$$

В соответствии с вышеприведенными выражениями при использовании для редуцирования давления гидропреобразователя ГП по первому варианту подключения его каналов к гидролиниям P , T и A потери мощности $N_{\text{пот.гп}}$ составляют:

$$N_{\text{пот.гп}} = N_{\text{вх}} - N_{\text{ред}} = Q_{\text{ред}} p_{\text{ред}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{M}} \eta_{\text{H}}} - 1 \right). \quad (6)$$

При этом по сравнению со случаем использования в гидросистеме редуционного клапана потери мощности при редуцировании давления в соответствии с выражениями (1) и (6) в предположении, что

$\frac{p_{\text{пит}}}{p_{\text{ред}}} > \frac{1}{\eta_{\text{M}} \eta_{\text{H}}}$, уменьшаются на величину

$\Delta N_{\text{пот}}$:

$$\Delta N_{\text{пот}} = N_{\text{пот.кл}} - N_{\text{пот.гп}} = Q_{\text{ред}} p_{\text{ред}} \left(\frac{p_{\text{пит}}}{p_{\text{ред}}} - \frac{1}{\eta_{\text{м}} \eta_{\text{н}}} \right). \quad (7)$$

Проведя аналогичные преобразования для второго варианта подключения каналов гидропреобразователя ГП к гидролиниям P , T и A (см. рисунок 1б), получаем:

$$q_{2\text{н}} = q_{2\text{м}} \frac{(p_{\text{пит}} - p_{\text{ред}})}{p_{\text{ред}}} \eta_{\text{м.гм}} \eta_{\text{н.гм}}; \quad (8)$$

$$Q_{2\text{н}} = \frac{Q_{2\text{м.вх}} (p_{\text{пит}} - p_{\text{ред}}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{н}}}{p_{\text{ред}}}; \quad (9)$$

$$Q_{\text{ред}} = Q_{2\text{м.вх}} \eta_{\text{м.о}} + Q_{2\text{н}} = Q_{2\text{м.вх}} \left[\eta_{\text{м.о}} + \frac{(p_{\text{пит}} - p_{\text{ред}}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{н}}}{p_{\text{ред}}} \right]; \quad (10)$$

$$N_{2\text{вх}} = Q_{2\text{м.вх}} p_{\text{пит}} = Q_{\text{ред}} p_{\text{ред}} \frac{1}{(\eta_{\text{м.о}} - \eta_{\text{м}} \eta_{\text{н}}) p_{\text{ред}} / p_{\text{пит}} + \eta_{\text{м}} \eta_{\text{н}}}; \quad (11)$$

$$N_{2\text{пот.гп}} = N_{2\text{вх}} - N_{\text{вых}} = Q_{\text{ред}} p_{\text{ред}} \left[\frac{1}{(\eta_{\text{м.о}} - \eta_{\text{м}} \eta_{\text{н}}) p_{\text{ред}} / p_{\text{пит}} + \eta_{\text{м}} \eta_{\text{н}}} - 1 \right], \quad (12)$$

где $\eta_{\text{м.о}}$ — значение объемного КПД гидромотора M .

Для третьего варианта подключения каналов гидропреобразователя ГП к гидролиниям P , T и A (см. рисунок 1в) имеем:

$$q_{3\text{н}} = q_{3\text{м}} \frac{(p_{\text{пит}} - p_{\text{ред}})}{p_{\text{пит}}} \eta_{\text{м.гм}} \eta_{\text{н.гм}}; \quad (13)$$

$$Q_{\text{ред}} = Q_{3\text{м.вх}} \eta_{\text{м.о}}; \quad (14)$$

$$Q_{3\text{н}} = \frac{Q_{3\text{м.вх}} (p_{\text{пит}} - p_{\text{ред}}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{н}}}{p_{\text{пит}}} = \frac{Q_{\text{ред}} (p_{\text{пит}} - p_{\text{ред}}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{н}}}{p_{\text{пит}} \eta_{\text{м.о}}}; \quad (15)$$

$$N_{3\text{вх}} = (Q_{3\text{м.вх}} - Q_{3\text{н}}) p_{\text{пит}} = Q_{\text{ред}} p_{\text{ред}} \left[p_{\text{пит}} / p_{\text{ред}} - (p_{\text{пит}} / p_{\text{ред}} - 1) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{н}} \right] / \eta_{\text{м.о}}; \quad (16)$$

$$N_{3\text{пот.гп}} = N_{3\text{вх}} - N_{\text{вых}} = Q_{\text{ред}} p_{\text{ред}} \left\{ \left[p_{\text{пит}} / p_{\text{ред}} - (p_{\text{пит}} / p_{\text{ред}} - 1) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{н}} \right] / \eta_{\text{м.о}} - 1 \right\}. \quad (17)$$

Анализируя полученные выражения: (6) для $N_{\text{пот.гп}}$, (12) для $N_{2\text{пот.гп}}$ и (17) для $N_{3\text{пот.гп}}$, — не трудно заметить, что при использовании для редуцирования давления гидропреобразователя ГП потери мощности существенно зависят от значений КПД гидромотора M и насоса H (уменьшаясь при увеличении значений КПД) и в идеальном случае при $\eta_{\text{м}} = \eta_{\text{н}} = 1$ (при этом $\eta_{\text{м.о}} = 1$) отсутствуют (равны нулю).

Для второго и третьего вариантов подключения каналов гидропреобразователя ГП к гидролиниям P , T и A потери мощности в соответствии с выражениями (12) и (17) при прочих равных условиях зависят дополнительно от отношения $p_{\text{ред}} / p_{\text{пит}}$,

уменьшаясь с увеличением значения данного отношения.

Для иллюстрации вышесказанного на рисунке 2 приведены графики зависимости безразмерных потерь мощности:

$$\bar{N}_{\text{пот.кл}} = N_{\text{пот.кл}} / (Q_{\text{ред}} p_{\text{ред}}),$$

$$\bar{N}_{1\text{пот.гп}} = N_{1\text{пот.гп}} / (Q_{\text{ред}} p_{\text{ред}}),$$

$$\bar{N}_{2\text{пот.гп}} = N_{2\text{пот.гп}} / (Q_{\text{ред}} p_{\text{ред}}),$$

$$\bar{N}_{3\text{пот.гп}} = N_{3\text{пот.гп}} / (Q_{\text{ред}} p_{\text{ред}}) -$$

от значения отношения $p_{\text{ред}} / p_{\text{пит}}$, рассчитанные с использованием выражений (1), (6), (12) и (17) при $\eta_{\text{м}} \eta_{\text{н}} = 0,81$ и $\eta_{\text{м.о}} = 0,95$.

Согласно проведенным исследованиям при редуцировании давления с использованием гидропреобразователя вращательного движения наименьшие потери мощности при прочих равных условиях имеют место при подсоединении каналов

гидропреобразователя к гидролиниям P , T и A по второму варианту (см. рисунок 1б), при котором поступление рабочей жидкости в гидролинию A происходит как от насоса H , так и от гидромотора M .

$$\bar{N}_{\text{пот.кл}}, \quad \bar{N}_{1\text{пот.гп}}, \quad \bar{N}_{2\text{пот.гп}}, \quad \bar{N}_{3\text{пот.гп}}$$

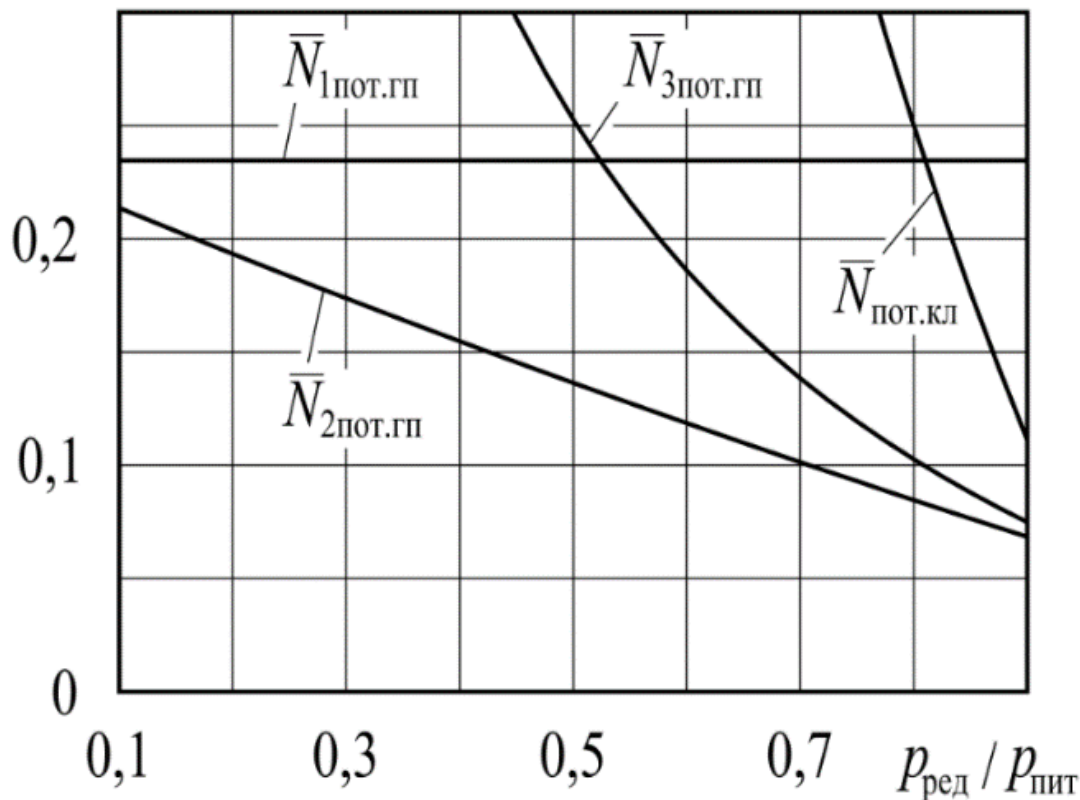


Рисунок 2. Графики зависимости безразмерных потерь мощности $\bar{N}_{\text{пот.кл}}$, $\bar{N}_{1\text{пот.гп}}$, $\bar{N}_{2\text{пот.гп}}$, $\bar{N}_{3\text{пот.гп}}$ от значения отношения $p_{\text{ред}} / p_{\text{пит}}$ при $\eta_{\text{м}} \eta_{\text{н}} = 0,81$ и $\eta_{\text{м.о}} = 0,95$

Фактически коэффициенты полезного действия объемных гидромашин (в данном случае насоса H и гидромотора M гидропреобразователя ГП) являются функциями их рабочего объема, угловой скорости вращения вала, значений давления во входном и выходном каналах, изменяясь в широких пределах. Поэтому даже при одних и тех же значениях $Q_{\text{ред}}$, $p_{\text{пит}}$ и $p_{\text{ред}}$ значения $\eta_{\text{н}}$ и $\eta_{\text{м}}$ в общем случае являются разными для рассмотренных случаев подключения каналов гидропреобразователя ГП. В связи с этим эффективность и, соответственно, целесообразность использования для редуцирования давления гидропреобразователя

вращательного движения вместо редуцирующего клапана в каждом конкретном случае должна оцениваться отдельно

Заключение

При необходимости понижения (редуцирования) давления для части гидроприводов, к которым рабочая жидкость подается от общего гидравлического источника питания постоянного давления $p_{\text{пит}}$, потери мощности в гидросистеме могут быть уменьшены при использовании вместо редуцирующего клапана гидропреобразователя вращательного движения, состоящего из гидромотора и насоса, валы которых соединены между собой.

Согласно проведенным исследованиям наименьшие потери энергии при прочих равных условиях и неизменных значениях КПД гидромашин, входящих в состав гидропреобразователя, имеют место при соединении входного канала гидромотора гидропреобразователя с напорной гидролинией P , в которой поддерживается постоянное давление питания $P_{\text{пит}}$, выходного канала гидромотора и напорного канала насоса с исполнительной гидролинией A , в которой должно поддерживаться редуцированное давление $P_{\text{ред}}$, а всасывающего канала насоса с гидролинией T , соединенной в свою очередь с питательным баком гидросистемы.

Библиографический список

1. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2008. 640 с.
2. Карасев М.А., Баранов И.В., Блик Ф.С., Сошников В.С. Кузнечнопрессовое

оборудование Уралмашзавода. Екатеринбург: Уральский центр ПР и рекламы, 2004. 480 с.

3. Кармацкий Ю.И., Коровин Е.А. Насосно-аккумуляторные станции. Конструкция и расчет. М.: Машиностроение, 1965. 344 с.
4. Гойдо М.Е. Снижение потерь энергии при работе насосно-аккумуляторного гидропривода // Справочник. Инженерный журнал. 2010. № 10. С. 45-49.
5. Гойдо М.Е., Бодров В.В., Багаутдинов Р.М. Об использовании потенциальной энергии поднятой траверсы вертикального пресса // Заготовительные производства в машиностроении. 2016. № 12. С. 22-26.
6. Гойдо М.Е. Возможности рекуперации энергии при работе гидравлического пресса // Справочник. Инженерный журнал. 2017. № 6. С. 31-35.

Information about the paper in English

M.E. Goydo, V.V. Bodrov, R.M. Bagautdinov
Ural Engineering Centre LLC
Chelyabinsk, Russia
E-mail: goido@cheltec.ru
Receipt date: April 04, 2025

ABOUT PRESSURE REDUCTION USING A ROTARY MOTION HYDRAULIC CONVERTER

Abstract

If it is necessary to decrease (reduce) the pressure for a part of hydraulic drives to which the working fluid is supplied from a common hydraulic power source of constant pressure, for reducing power losses in the hydraulic system it is proposed to use instead of a pressure-reducing valve a rotary motion hydraulic converter consisting of a hydraulic motor and a pump, the shafts of which are connected to each other. Three options for connecting the channels of the hydraulic converter to a pressure hydraulic line in which constant pressure is maintained, to a hydraulic line connected to a feed hydraulic tank, and to an actuator hydraulic line in which reduced pressure must be maintained are considered. For each of these options, formulas for calculating power losses are obtained under a number of assumptions. A variant of connecting the hydraulic converter channels has been installed, for which, all other things being equal, the power losses are lowest.

Keywords: hydraulic system with a power source of constant pressure; pressure reduction; rotary motion hydraulic converter; power losses.
